



FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

**DISEÑO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE
RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DE PURGAS CONTINUÚAS
PARA CALENTAR EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LAS
CALDERAS DE LA EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.**

TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO.

AUTOR:

Purizaca Felipa, Rafael Alfonso.

ASESOR:

Ing. Sifuentes Inostroza, Martin Teófilo

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución.

TRUJILLO-PERU

2015

Página del jurado

“DISEÑO TÉCNICO - ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DE PURGAS CONTINUÚAS PARA CALENTAR EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS DE LA EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.”

Rafael Purizaca Felipa Autor

Jurado evaluador:

Ing. Jorge Adrián Salas Ruiz.

Presidente

Ing. Eli Guayan Huaccha.

Secretario

Ing. Martin Sifuentes Inostroza.

Vocal

Dedicatoria

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

A mi madre, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional, sus sabios consejos, buenos hábitos y valores, y siempre pensar positivamente a pesar de las adversidades que se presenten.

A mi padre y hermano que a pesar de haberlos perdido, han estado siempre cuidándome y guiándome desde el cielo.

A mi hermana por su compañía y apoyo, por saber aconsejarme en los momentos difíciles.

A mis amigos en general, porque me han brindado su apoyo incondicional y por compartir conmigo buenos y malos momentos a lo largo de la carrera universitaria.

Agradecimiento

Mi especial agradecimiento al Ing. Sifuentes Inostroza, Teófilo por su apoyo y dirección en el desarrollo de esta tesis, y en la formación como Ingeniero Mecánico. Quiero expresar también mis más sinceros agradecimientos al Ing. Inciso Vásquez, Jorge por su importante aporte y participación activa en el desarrollo de esta tesis.

Agradezco ante todo a dios por haberme brindado fuerza y ganas y sobre todo el deseo de seguir adelante para la culminación de mis estudios a pesar de los percances que se presentaron a lo largo de mi carrera profesional.

A mis padres por su ejemplo y su apoyo incondicional y perseverancia, a ambos les agradezco infinitamente pues si no hubiera recibido esa educación no estuviera en el lugar donde estoy ahora.

A la plana docente de la universidad Cesar Vallejo por haberme instruido y brindarme el conocimiento necesario para alcanzar el objetivo de ser profesional.

Declaratoria de autenticidad

Yo, Rafael Purizaca Felipa con DNI N° 43292378 , declaro que la tesis de pregrado titulada: “DISEÑO TÉCNICO- ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DE PURGAS CONTINUÚAS PARA CALENTAR EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS DE LA EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.” ha sido desarrollada con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas y bibliografía que constan al final de la tesis. Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

A efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Purizaca Felipa, Rafael A.

Trujillo, julio del 2015.

Presentación

Cumpliendo con lo establecido por el reglamento de grados y títulos de la facultad de ingeniería de la Universidad Cesar Vallejo, presento a su consideración para su evaluación la presente tesis titulada:

“DISEÑO TÉCNICO- ECONÓMICO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DE PURGAS CONTINUÚAS PARA CALENTAR EL AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS DE LA EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.”

Por tanto, considero que el esfuerzo en el desarrollo del presente trabajo cumpla y satisfaga sus expectativas. Pongo a su consideración, este documento para su respectiva evaluación y de esta manera poder obtener su aprobación.

El autor.

Índice

Página del jurado	i
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	ii
Declaratoria de autenticidad	iii
Presentación	iii
ABSTRAC	vii
I. INTRODUCCION	1
1.1. Realidad Problemática	1

1.2. Trabajos previos	3
1.3. Teorías relacionadas al tema.....	5
1.4. Formulación del problema	24
1.5. Justificación del estudio	24
1.6. Hipótesis.....	25
1.7. Objetivos	25
1.7.1. Objetivo general.....	25
1.7.2 .Objetivos específicos	25
II. METODO.....	27
2.1. Diseño de investigación	27
2.2. Variables, Operacionalización.....	28
2.2.1. Variables dependiente e independiente	28
2.2.2. Operacionalización	28
2.3. Población y muestra	30
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, valides y confiabilidad.....	30
2.5. Método de análisis de datos	31
III. RESULTADOS	31
IV. DISCUSION.....	79
V. CONCLUSION	81
VI. RECOMENDACION.....	84
VII. REFERENCIAS.....	84
ANEXOS.....	86

RESUMEN

Este trabajo de investigación pretende diseñar técnica y económicamente un sistema que recupere el calor desperdiciado de purgas continuas de cinco calderas pirotubulares mediante el calentamiento del agua de alimentación.

Los cinco equipos pirotubulares , con potencia instalada de 2900 BHP operan actualmente a 9.62 bar absolutos, con temperatura de agua de alimentación de 60 C y temperatura de aire 90 C, con un consumo anual total 4526936 gal/año.

Se calculó el flujo másico de purgas por cada caldero pirotubular de 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP, 700 BHP y 800 BHP, obteniendo: 2689.2Kg/h, 1760.4Kg/h, 2286Kg/h, 2739.6Kg/h y 3150Kg/h. Se pudo obtener el flujo másico de vapor flash por las purgas en un tanque de revaporizado por cada caldero pirotubular de 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP, 700BHP y 800BHP, obteniendo: 14.96% de vapor flash, es decir: 255.6 Kg/h, 262.8 Kg/h, 342Kg/h, 410.4Kg/h y 471.6 Kg/h respectivamente.

El rendimiento actual de los calderos pirotubulares de 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP, 700BHP y 800BHP son: 79.61%, 79.23%, 76.92%, 77.10% y 75.82% respectivamente.

Para las calderas se seleccionó un tanque de revaporizado modelo FV18. Con el vapor flash recuperado se logró calentar el agua de alimentación incrementado la temperatura de 60 °C a 80°C, ahorrando 35.1 gal. de combustible/h.

Se dimensiono el intercambiador de calor con 144 tubos de ¼ in de diámetro nominal ASTM A-53 cédula 40, con longitud de 2.075m y diámetro de carcasa de 408.85mm.

Este proyecto obtiene un beneficio de 1152572 (NS)/año con un retorno de inversión de 2 meses.

Palabras claves: Calderas Piro tubulares, temperatura, combustible, flujo másico.

ABSTRAC

This research work seeks to design technically and economically a system to recover the wasted heat of continuous purges of five pirotubular boilers by heating the water supply

The five pirotubular boilers, with installed power of 2900 BHP currently operate to 9.62 bar absolute, with feed water temperature of 60 C and air temperature 90 C, with a total annual consumption 4526936 gal/year.

We calculated the mass flow for each pot pirotubular purges of 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP, 700 BHP and 800 bhp, obtaining: 2689.2Kg/h, 1760.4Kg/h, 2286Kg/h, 2739.6Kg/h and 3,150 Kg/h respectively. We were able to obtain the flash steam mass flow by the purges in a tank of revaporizado by each cauldron pirotubular 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP, 700BHP and 800BHP, obtaining: Cl 14.96% of flash steam, i.e.: 255.6 kg/h, 262.8 kg/h, 342Kg/h, 410.4Kg/h and 471.6 kg/h respectively.

The current performance of the pirotubular boilers 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP, 700BHP and 800BHP are: 79.61%, 79.23%, 76.92%, 77.10% and 75.82% respectively.

For the boilers selected a tank of steam model FV18. With the steam flash recovered attained heat the water of feeding increased the temperature of 60 °C to 80°C, saving 35.1 gal of fuel/h.

It was sized the heat exchanger with 144 tubes and ¼ in of nominal diameter ASTM A-53 Schedule 40, with length of 2.075m and diameter of case of 408.85mm.

This project obtains a benefit of 1165822 (n.s) / year with a return on investment of two months.

Keywords: Piro tubular boilers, temperature, fuel, mass flow.

I. INTRODUCCION

La gran demanda de energía, elevados costos en combustibles y estragos ambientales requieren que las industrias se encuentren en una mejora continua e implementen planes de contingencia para contrarrestar el gasto innecesario de energía.

El vapor flash de purgas de calderas pirotubulares que en la actualidad no son aprovechados por las empresas térmicas, es un fluido que antes era un producto eliminado de la distribución de vapor, ya con el avance de la tecnología se ha convertido en un recurso útil para cualquier industria, pues permite la reducción los de costos de operación en la planta térmica.

Es por ello que la presente investigación pretende recuperar mediante el diseño técnico-económico de un sistema el vapor flash generado por las purgas de calderas pirotubulares de la Planta Pesquera Ribaud S.A para el calentamiento del agua de alimentación de estas y así poder obtener un beneficio tanto del consumo de combustible y agua de reposición de calderas

1.1. Realidad Problemática

La empresa Ribaud S.A, es una compañía pesquera peruana ubicada en el Distrito de Coishco, Provincia del Santa, departamento de Áncash en la que inició sus actividades en diciembre de 2002. La compañía se dedica a la explotación pesquera y criaderos de peces. Las exportaciones de la compañía se dirigen principalmente a China, Japón y Reino Unido.

La empresa pesquera Ribaud S.A, tiene 5 calderas pirotubulares de producción de vapor saturado seco a 125 Psi manométricos, con una potencia instalada de 2900 BHP: 2 de 400 BHP, 1 de 600BHP, 700 BHP y 800 BHP. El problema radica en elevado consumo de petróleo industrial N°6, como se muestra en la tabla 1.1, obteniendo un consumo anual de 4526936 Gal/año. La empresa compra el combustible a un precio unitario de 7.55 S. /Gal, obteniendo un costo anual de 34178366.80 S. /año.

Tabla 1.1. Ficha de consumo de combustible de los calderos de la empresa Ribaudó S.A.

 EMPRESA PESQUERA RIBAUDO S.A.	
GERENCIA DE MANTENIMIENTO: SALA DE CALDEROS PIROTUBULARES POTENCIA INSTALADA: 2900 BHP REGISTRO ANUAL: 2014 DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE INDUSTRIAL N°6	
CALDERO PIROTUBULAR	CONSUMO DE COMBUSTIBLE (Gal/año)
400 BHP -01	613362
400 BHP -02	617038
600 BHP	937273
700 BHP	1093485
800 BHP	1265778
Total	4526936

Fuente: Empresa Pesquera Ribaudó S.A.

Por otro lado las purgas en los calderos son continuas para mantener las concentraciones de sales dentro de los parámetros recomendados (1500ppm2000pm), la purga al evacuarse por la acción de una trampa se origina una caída presión de 125 Psi (presión máxima de vapor) a 14.5 Psi (presión atmosférica) provocando un gran porcentaje de vapor flash, perdiéndose al medio ambiente.

Actualmente para reducir el consumo de combustible se calienta el aire de combustión de las calderas a 90°C con gases residuales, pero el agua de alimentación ingresa con una temperatura deficiente a 60°C, según se detalla en la figura 08. Por lo consiguiente se plantea realizar el diseño técnico y económico de un sistema de recuperación de vapor flash de las purgas continuas de las calderas que posee la empresa para así poder calentar el agua alimentación,

1.2. Trabajos previos

En el presente estudio se tuvieron en consideración como antecedentes los siguientes trabajos:

- Sosa (2013), en su trabajo para obtener el Grado de Ingeniero Químico.

Realizada en la Universidad de Guayaquil (Guayaquil – Ecuador), titulada: “Recuperación de condensados generados en el sistema de drenaje de cabezales de vapor y venas de calentamiento en el área de setil (servicios auxiliares) de la refinería estatal de esmeraldas”, plantea el diseño de un sistema de recuperación de condensados generados en los drenajes de cabezales de vapor y venas de calentamiento en el área de SETIL , de la Refinería Estatal de Esmeraldas ,con el fin de evaluar los beneficios obtenidos por la recuperación de este subproducto ,buscar la disminución de impactos ambientales, riesgos operacionales que se presentan en estas instalaciones ;así también cumplir con los desafíos que plantea la alta Gerencia ,en el manejo racional de energía, amabilidad de los procesos con el medio ambiente y seguridad de la personas.

Conclusiones:

- _ Se alcanzó el objetivo propuesto que es aumentar la recuperación de condensado, en el área seleccionada; llegando a un valor de 78 % de recuperación.
- _ A las condiciones actuales, las pérdidas económicas estimadas actualmente por la no incorporación de fuentes existentes de recuperación y de fuentes potenciales de recuperación es de 2.967.888,00 \$/año.
- _ El ahorro económico anual por recuperar 5,0 m3/h es de 748 745 ,23 \$/año.

La presente tesis aporta metodologías de cálculo para determinar el porcentaje y flujo másico de vapor flash de purgas, a determinadas características de presión del vapor y condiciones ambientales. También aporta la selección correcta de revaporizadores para separar el vapor flash del flujo de drenaje.

- Paredes Gaitán (2010), en su trabajo para obtener el grado de ingeniero Mecánico realizada en la Universidad Nacional de Trujillo (Trujillo -Perú), titulada:

“Incremento de la eficiencia térmica de una caldera por recuperación de calor de las purgas para el precalentamiento del agua de alimentación”. El trabajo realizado tuvo como propósito determinar el incremento de la eficiencia térmica de una caldera mediante la recuperación del calor de las purgas para precalentar el agua de alimentación

Conclusiones:

- _ La caldera analizada aumenta su eficiencia a desde 78.73 % hasta un valor final de 81.1 % al ser recuperadas la energía de las purgas.
- _ En los resultados muestra que la recuperación de energía mediante el calentamiento de agua de alimentación a la caldera empleando las purgas son mayores a la energía recuperada al precalentar agua empleando gases de combustión denominados economizadores

La presente tesis aporta metodologías de cálculos tanto en consumos de combustible en caldera. , estimación de pérdidas de energía por purgas y su recuperación así como también el balance estequiométrico del combustible bunker 6.

- En el informe técnico de la Office of Industrial Technologies (2002), del departamento Energy Efficiency and Renewable Energy U.S. Department of Energy Washington, titulada Proyecto de recuperación de calor de purgas de caldera para reducir pérdidas de energía en sistemas de vapor en Augusta Newsprint. Este trabajo se realizó en la fábrica de Augusta Newsprint dedicada al reciclaje de periódicos y revistas usadas, la fábrica posee una caldera la cual evacua las purgas de fondo continuamente para eliminar los lodos que se producen por la continua evaporación del agua dentro de la caldera, este producto es desperdiciado por lo que se desea utilizar el calor que poseen las purgas para precalentar el agua de alimentación mediante un intercambiador de calor.

Conclusiones:

- _ Se obtuvo un incremento de 9.45 °C en la temperatura del agua de alimentación de la caldera pirotubular de la fábrica Augusta utilizando el vapor flash de purgas continuas,
- _ Se obtuvo un ahorro de \$31,000 anuales en costos de combustible por la recuperación del calor de las purgas de caldera
- _ El costo total del proyecto es de \$15,000 con un retorno de inversión de 6 meses.

El presente informe aporta la forma de como esquematizar el proceso de intercambio entre el vapor flash generado por purgas y un intercambiador de calor

1.3. Teorías relacionadas al tema

Como fundamentación teórica se abordaran los siguientes conceptos y definiciones:

Caldera de Vapor:

Es un equipo a presión donde el agua de alimentación que ingresa es calentada para producir agua saturada, sobrecalentada o vapor, utilizados para diversos procesos de transmisión de calor en plantas industriales.

Calderas pirotubular:

Es un dispositivo conformado por tubos rectos que contienen los gases de la combustión y que calientan el agua que rodea los tubos. El fogón de la caldera puede ser externo o interno.

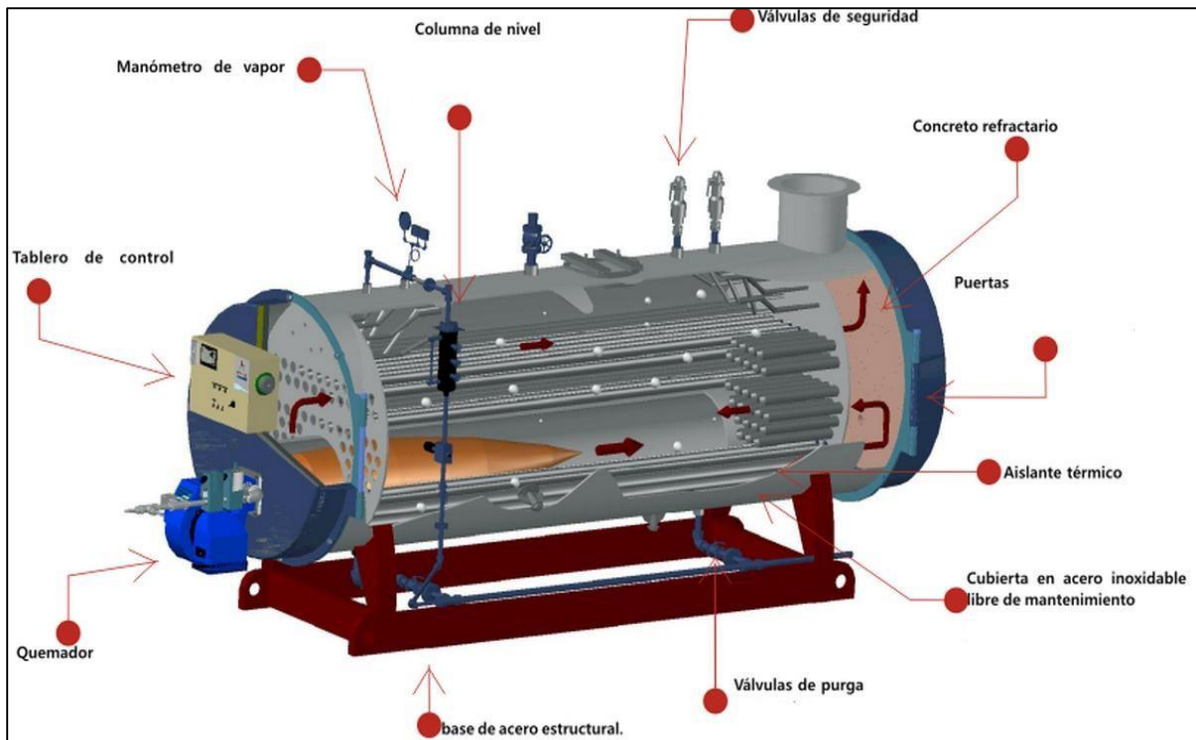


Figura 1.1: Caldero pirotubular. Fuente: direcindustry, 2014.

Tanque de vapor flash:

Los tanques flash son equipos que se alimentan con un condensado a una presión P_1 pero que en su interior soportan una presión menor P_2 de forma que al producirse la descarga de condensado en el tanque a P_2 , se produce una revaporación del condensado espontáneamente. Al vapor producido por esta vía se le denomina vapor flash (Martínez, y otros, 2010).

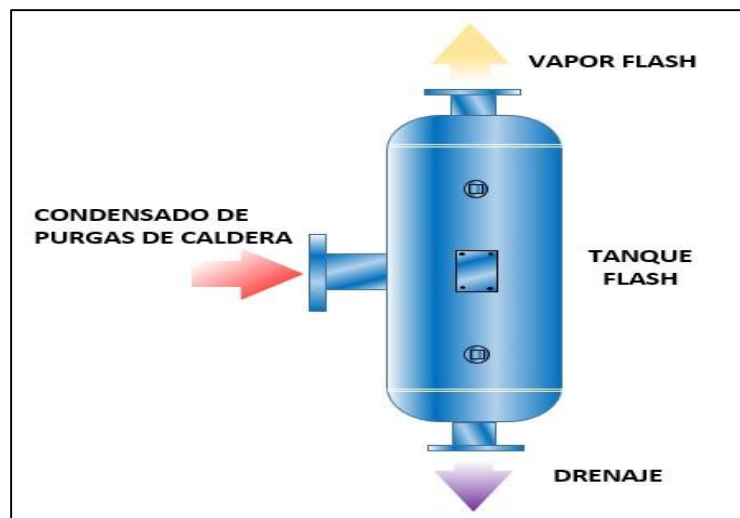


Figura 1.2. Tanque de revaporizado.

Vapor flash:

Es el vapor que se forma cuando se expansionan los condensados, es el llamado vapor flash producido en un depósito de revaporización (Sanz del arno, 2014).

Es el vapor flash se forma cuando el condensado en alta temperatura es expuesto al aire a baja temperatura, y parte de esta se convierte en vapor (C. Turner, 2001).

A continuación en la fórmula 2.1, se detalla como determinar el porcentaje de vapor flash que se puede obtener de las purgas.

$$\%F = \frac{(h_f)_1 - (h_f)_2}{(h_{fg})_2} * 100 \quad (2.1)$$

Dónde:

%F: Porcentaje de vapor flash.

$(h_f)_1$: Entalpia de líquido saturado a la entrada de la trampa de vapor.

$(h_f)_2$: Entalpia de líquido saturado a la salida de la trampa de vapor.

$(h_{fg})_2$: Entalpia de vaporización a la salida de la trampa de vapor.

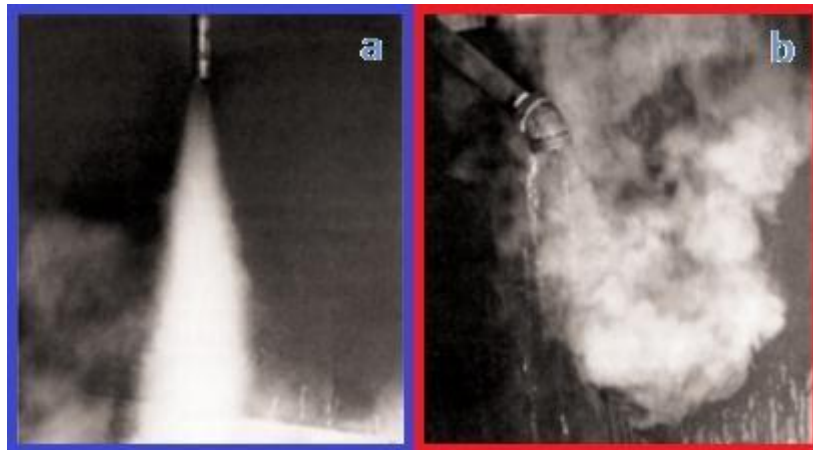


Figura 1.3. Vapor vivo (a) vs vapor flash (b). Fuente: energy.gov,2010.

Dónde:

$$\dot{m}_{V,F}: \text{Flujo másico de vapor flash.} \quad \%F \dot{m}_{V,F} = \dot{m}_{\text{purgas}} * \frac{\quad}{100} \quad (2.2)$$

\dot{m}_{purgas} : Flujo másico de purgas de las calderas.

%F: Porcentaje de vapor flash.

Purga de caldera:

Durante el funcionamiento de una caldera, es inevitable la evaporación continua del agua y consecuentemente el agregado de la misma para la reposición, esto genera inevitablemente el aumento de concentración de sólidos en suspensión y la necesidad de descartar este fluido periódica o continuamente, para evitar perjuicios en el funcionamiento adecuado de la instalación térmica (Calloni, 2003).

$$(2.3) \quad \dot{m}_{\text{purgas}} = \left(\frac{\text{STD}_{\text{cald}} - \text{STD}_{\text{agua}}}{\text{STD}_{\text{agua}}} \right) * \dot{m}_V \quad \text{STD}_{\text{agua}}$$

Dónde:

\dot{m}_{purgas} : Flujo másico de purgas.

STD_{agua} : Solidos disueltos totales del agua de alimentación.

STD_{cald} : Solidos disueltos totales máximos permitidos en el caldero.

\dot{m}_V : Flujo másico de vapor producido por el caldero.

Rendimiento energético:

Es el rendimiento del caldero a parámetros de trabajo como: presión, producción de vapor, temperatura, consumos de combustibles, agua, aire, flujos de purga, etc. (Fernández, 1996).

$$\dot{m}_V * (h_V - h_{\quad}) + \dot{m}_{\quad} * (h_f - h_0) \quad (2.4)$$

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}} h_{\text{agua}} + \dot{m}_{\text{purgas}} h_{\text{purgas}}}{\dot{Q}_{\text{total}}}$$

Dónde:

η_{cald} : Rendimiento energético del caldero.

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor producido por el caldero.

h_{agua} : Entalpia de líquido saturado del agua.

h_v : Entalpia del vapor saturado.

\dot{m}_{purgas} : Flujo másico de purgas.

h_f : Entalpia del líquido saturado de purgas.

h_0 : Entalpia del agua a valor atmosférico.

\dot{Q}_{total} : Potencia calorífica total [Kw].

Poder calorífico de combustión:

Es la energía disponible que tiene un combustible, cuyo valor cambia respecto al contenido de carbono e hidrogeno obtenido por la combustión completa del combustible y en condiciones específicas, pues la cantidad de calor no es igual si la combustión se produce a presión o a volumen constante (Alvarez Flórez, 2002).

Poder Calorífico Inferior (PCI):

Calor obtenido de la combustión completa de un kilogramo del combustible sin enfriamiento de los productos de combustión, de modo que el vapor de agua contenido no condensa (Alvarez Flórez, 2002).

Poder Calorífico superior (PCS):

Calor obtenido de la combustión completa de un kilogramo de combustible con enfriamiento de los productos de combustión de modo que el vapor de agua contenido cambia de fase y se condensa. (Alvarez Flórez, 2002).

El poder calorífico superior de un combustible líquido se determina según la ecuación de Petroperú:

$$PCS = 18320 + 40 * (^\circ\text{API} - 10) \quad (2.5)$$

Dónde:

PCS: Poder calorífico superior $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb}}\right]$

$^\circ\text{API}$: Instituto Americano del Petróleo.

Y el poder calorífico inferior de un combustible líquido:

$$PCI = PCS - 1030 \quad (2.6)$$

Dónde:

PCI: Poder calorífico inferior $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{Lb}}\right]$

Intercambiador de calor:

Dispositivo construido para la transmisión térmica dentro del cual un fluido cede o absorbe calor de otro fluido sin que mientras que el medio de contacto sea por paredes para impedir la mezcla entre ambos flujos.

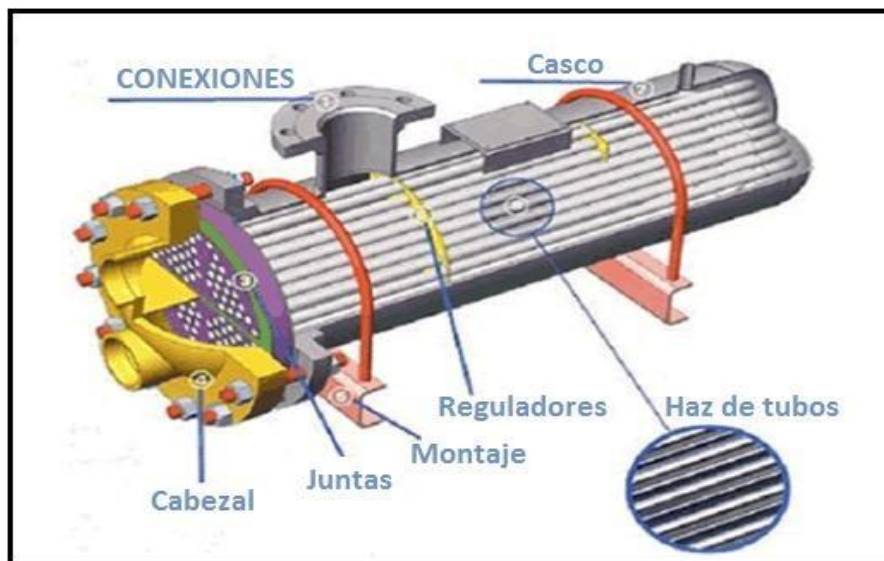


Figura 1.4. Intercambiador de calor de tubos y carcasa. Fuente: rgmk, 2013.

Velocidad de transferencia de calor

La ecuación de diseño intercambiador de calor requiere de un valor para la tasa de transferencia de calor, \dot{Q}_c , que puede calcularse a partir del caudal conocido de uno de los fluidos, su capacidad de almacenamiento de calor, y el cambio necesario de temperatura. Para ello se utilizara la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c * C_{p,c} * (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.7)$$

Dónde:

\dot{Q}_c : Velocidad de transferencia de calor del fluido frio [kw].

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frio $\left[\frac{Kg}{seg} \right]$.

$C_{p,c}$: Calor especifico a presión constante a la temperatura promedio del fluido frio $\left[\frac{KJ}{Kg^{\circ}C} \right]$.

$T_{c,i}$: Temperatura de entrada del fluido frio [$^{\circ}C$].

$T_{c,o}$: Temperatura de salida del fluido frio [$^{\circ}C$].

De igual forma el fluido caliente cede su calor al fluido frio y velocidad de transferencia de calor del fluido caliente, \dot{Q}_h , se expresa:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h * C_{p,h} * (T_{h,o} - T_{h,i}) \quad (2.8)$$

Dónde:

\dot{Q}_h : Velocidad de transferencia de calor del fluido caliente [kw].

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente $\left[\frac{Kg}{seg} \right]$.

$C_{p,h}$: Calor especifico a presión constante a la temperatura promedio del fluido caliente

$T_{h,i}$: Temperatura de entrada del fluido caliente [$^{\circ}C$].

$T_{h,o}$: Temperatura de salida del fluido caliente [$^{\circ}C$].

Tipos de intercambiadores de calor según su operación:

Los intercambiadores de calor tienen diversas características, entre ellas destacan sus formas, materiales y modelos, pues están diseñados para algún proceso específico.

Otra de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos fluidos que circulan en el dispositivo.

Las categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

a) Flujo paralelo:

Como se ilustra en la figura 1.5, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección.

En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa.

En general, los intercambiadores de calor de flujo paralelo son considerados menos eficiente que los intercambiadores de calor en contraflujo en términos de transferencia de calor de un fluido a otro. Sin embargo, existen aplicaciones donde el flujo paralelo tiene sus ventajas, como cuando el límite de la transferencia de calor es recomendado.

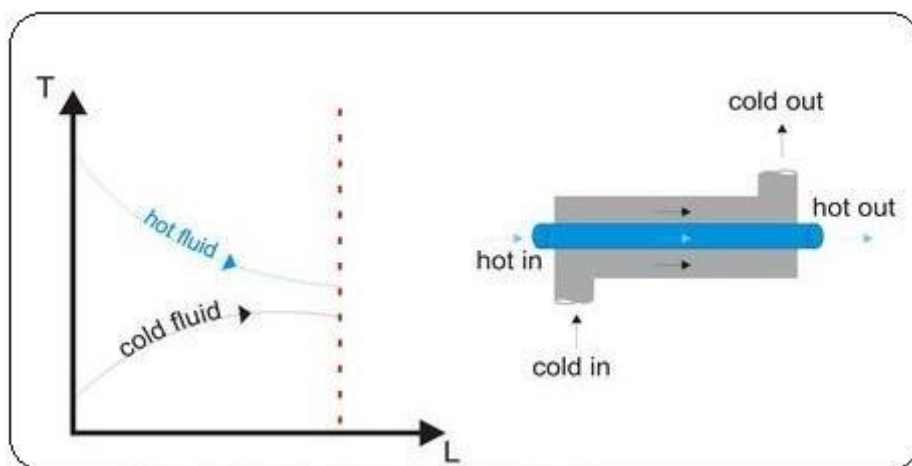


Figura 1.5. Fluidos en flujo paralelo.

b) Contraflujo:

En la Figura 1.6 se ilustra un intercambiador de contraflujo en la que los dos fluidos fluyen paralelos entre sí, pero en direcciones opuestas. Este tipo de disposición de flujo permite el cambio más grande de la temperatura de ambos fluidos y por lo tanto es más eficiente (la eficiencia es la cantidad de calor transferido real en comparación con la cantidad máxima teórica de calor que puede ser transferida)

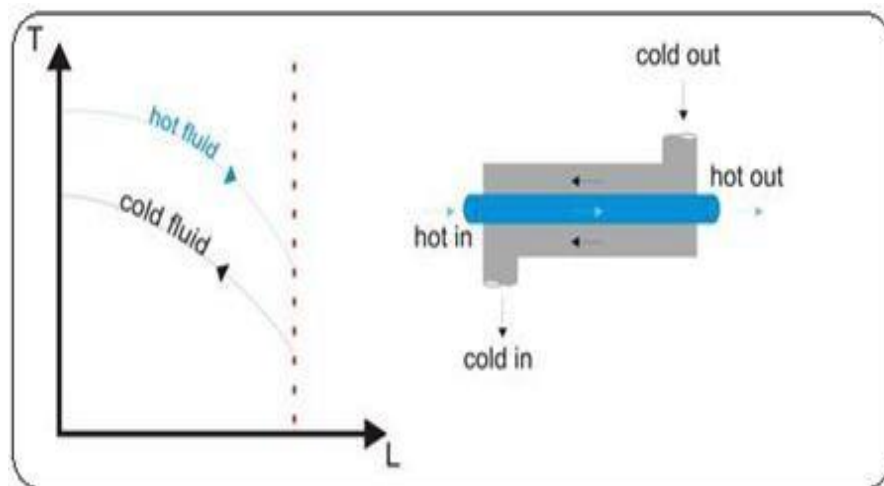


Figura 1.6. Fluidos en contraflujo.

c) Flujo cruzado:

Como se detalla en la figura 1.7 el intercambio de calor por flujo cruzado existe cuando un fluido fluye perpendicular al segundo fluido; es decir, el líquido fluye a través de tubos y el segundo fluido pasa alrededor de los tubos en ángulo de 90°. Estos son usados generalmente en aplicaciones en las que uno de los fluidos cambia de estado. (de flujo de la fase 2).

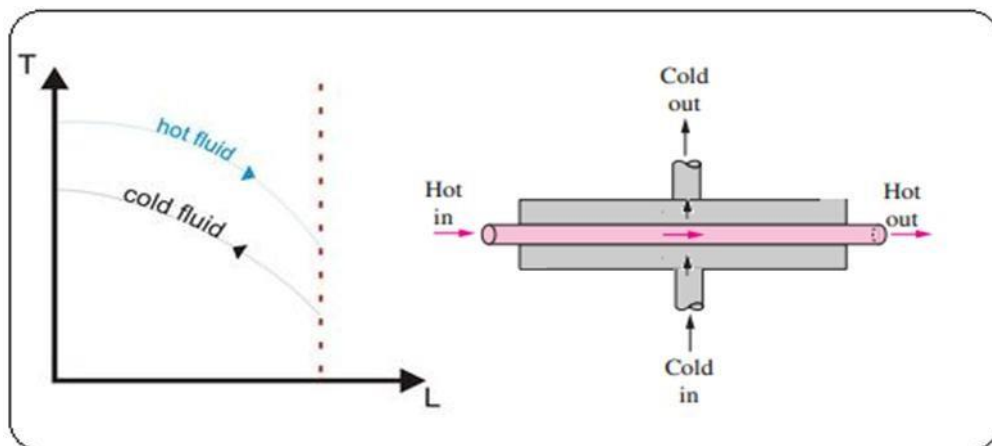


Figura 1.7. Fluidos en flujo cruzado.

Balance de energía en un intercambiador de calor:

El balance de energía se basa en la ley de la conservación de energía que indica que en un proceso, la energía no se crea, ni se destruye, sólo se transforma.

En un balance total de energía se toma en cuenta las transferencias de energía a través de los límites del sistema (Wark y Richards, 2001).

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} * h_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} * h_{\text{salida}} \quad (2.9)$$

Dónde:

\dot{m}_{entrada} : Flujo másico de entrada al sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$.

h_{entrada} : Entalpía del fluido de entrada $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right]$.

\dot{m}_{salida} : Flujo másico de Salida del sistema $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$

h_{salida} : Entalpía del fluido de salida $\left[\frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} \right]$

Calor útil en un intercambiador de calor:

Es la transferencia de calor máxima aprovechada por el fluido frío y cedida por el fluido caliente y se determina según la fórmula: (Cengel, 2007).

$$\dot{Q} = U * S * \Delta T_{\text{ml}} \quad (2.10)$$

Dónde:

\dot{Q} : Transferencia de calor útil [w]

U: Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{\text{w}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

S: Superficie de intercambio de calor [m^2].

ΔT_{ml} : Variación de temperatura media logarítmica [$^\circ\text{C}$].

Variables de operación de un intercambiador de calor:

a) Coeficiente global de transferencia de calor:

El coeficiente global se obtiene a partir de los coeficientes de convección individuales y de la resistencia de la pared del tubo, se tiene: (Cengel, 2007).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int.}} + \frac{e_{tubo}}{k_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext.}} + R_{t,c} \quad (2.11)$$

Dónde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$.

$h_{int.}$: Coeficiente de convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$.

$h_{ext.}$: Coeficiente de convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$.

e_{tubo} : Espesor de la tubería [m].

k_{tubo} : Conductividad térmica del material de la tubería $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$.

$R_{t,c}$: Resistencia térmica de contacto por ensuciamiento $\left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$.

Superficie de transferencia de calor:

Es la superficie por donde el fluido caliente le transfiere su calor al fluido frío, en una tubería es el área lateral, es decir: (Cengel, 2007).

$$S = \pi * d_{ext} * L_{total} \quad (2.12)$$

Dónde:

S: Superficie de intercambio de calor $[m^2]$.

d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m].

L_{total} : Longitud total de los tubos [m].

c) Variación de temperatura media logarítmica:

La diferencia media de temperatura en una fase de transferencia de calor está en función de la dirección de la corriente de los fluidos implicados en el proceso. Los fluidos primarios y secundarios en un proceso tienen dependencia con el tipo de flujo que se tiene en el intercambio de calor: (Cengel, 2007).

<http://me-mechanicalengineering.com/log-mean-temperature-difference-lmtd/>

Para flujo paralelo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}} \right)} \quad (2.13)$$

Para contraflujo:

(2.14)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}$$

Para flujo cruzado:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (2.15)$$

Dónde:

ΔT_{ml} : Variación de temperatura media logarítmica [°C].

$T_{c,i}$: Temperatura de entrada del fluido frío [°C].

$T_{c,o}$: Temperatura de salida del fluido frío [°C].

$T_{h,i}$: Temperatura de entrada del fluido caliente [°C].

$T_{h,o}$: Temperatura de salida del fluido caliente [°C].

Propiedades físicas de los fluidos y números adimensionales para el diseño de un intercambiador de calor:

a) Conductividad térmica:

Es la capacidad de un material para permitir que el flujo de calor se transfiera desde su superficie más caliente a través del material hasta su superficie más fría (efenergía, 2012).

En el sistema internacional la conductividad térmica tiene unidades en $\frac{W}{m \cdot K}$.

b) Viscosidad:

La viscosidad es la cantidad que indica la resistencia de un líquido a fluir. Fluidos resisten el movimiento relativo de los objetos sumergidos a través de ellos, así como para el movimiento de las capas con diferentes velocidades dentro de ellos.

Se tienen dos tipos de viscosidad la dinámica y la cinemática y se relacionan por:

$$\frac{1}{\nu} = \frac{\rho}{\mu} \quad (2.16)$$

Dónde:

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$.

μ : Viscosidad dinámica $[\text{Pa} \cdot \text{s}]$.

ρ : Densidad promedio del fluido $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$.

c) Numero de Prandtl:

Es la relación del producto del coeficiente de viscosidad y el calor específico a presión constante a la conductividad térmica en el flujo de fluido, también es usado especialmente en el estudio de la transferencia de calor en equipos térmicos

Se representa por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.17)$$

Dónde:

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$

α : Difusividad térmica $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$

d) Número de Reynolds:

Parámetro adimensional usado para determinar la naturaleza del flujo de fluido, sea este laminar o turbulento (Toro, 2002).

El número de Reynolds viene dado por:

(2.14)

$$Re = \frac{\rho * V * dh}{\mu}$$

Dónde:

Re: Número de Reynolds

ρ : Densidad promedio del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

V: Velocidad del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

dh: Diámetro hidráulico [m].

μ : Viscosidad cinemática [Pa. s].

e) Número de Nusselt:

El número de Nusselt es la expresión adimensional del coeficiente de transmisión de calor por convección entre un fluido en movimiento y un cuerpo Sólido (docplayer.es, 2011).

La ecuación más aceptable para un fluido que circula dentro de una tubería y fuera es la ecuación experimental de Dittus Boelter es decir:

$$Nu = 0.023 * (Re^{0.8} * Pr^n) \quad (2.19)$$

Dónde:

Nu: Número de Nusselt.

n: Exponente según las condiciones del fluido, es decir toma el valor de 0,4 si el fluido se calienta y 0,3 si el fluido se enfría.

Re: Número de Reynolds.

Pr: Prandtl.

Dimensionamiento de Tuberías:

Es el dimensionamiento de una tubería para determinar su diámetro interior y número de cedula se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m}_v = \rho_v * V_v * S \quad (2.20)$$

Dónde:

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor

V_v : Velocidad del vapor

S: área transversal de la tubería de vapor

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4} \quad (2.21)$$

d_{int} : Diámetro interior de la tubería de vapor.

$$d_{int} = \sqrt{\frac{\pi}{4 * S}} \quad (2.22)$$

Cálculo del número de cedula (Schedule) de una tubería:

$$Sch = 1000 \left(\frac{P}{S} \right) * N \quad (2.23)$$

Dónde:

P: presión de trabajo.

S: esfuerzo de trabajo.

N: factor de seguridad.

Periodo de retorno de la inversión:

(2.14)

Es el análisis comparativo del gasto y los costes financieros vinculados a un servicio en relación al valor que este va a aportar a la empresa.

$$PRI = \frac{I. A. F [N. S]}{B. P \left[\frac{N. S}{año} \right]}$$

Dónde:

PRI: Periodo del retorno de la inversión[Años]

I. A. F: Inversión en activos fijos [N. S].

B. P: Beneficio del proyecto $\left[\frac{N. S}{año} \right]$.

Valor presente neto:

Se define como el valor presente de los flujos futuros de efectivo netos de un proyecto de inversión, es una de las principales formas de evaluar una inversión.

. <https://strategiccfo.com/net-present-value-method/>

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (2.25)$$

Dónde:

VPN : Valor actual neto o valor actual neto [N. S] .

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [N. S].

i: Interés [%].

n: Número de períodos considerados [años].

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [N.S].

Sólidos totales disueltos:

También se conoce como el total de residuo filtrable, en las aguas naturales se compone principalmente de carbonatos, bicarbonatos, cloruro, sulfato, calcio, potasio, magnesio y sodio, además los metales, materia orgánica y otras sustancias disueltas también representan una pequeña porción del residuo contenido en el agua.

Dureza del agua:

Denominado así por la alcalinidad que posee el agua debido a la existencia de pequeñas cantidades de compuestos inorgánicos (tales como el magnesio, calcio y / o sales) recogido de rocas y suelos, existentes en regiones en donde en el subsuelo hay calcio y yeso.

Trampas de vapor:

Es un dispositivo que obstruye automáticamente el paso del vapor de agua en una tubería, pero permite el escape de condensado o aire arrastrado, logrando mantener condiciones óptimas de temperatura y presión del vapor.

Agua de alimentación para calderas:

El agua de alimentación es el agua que pasa por la purificación y/o precalentamiento para que luego se suministre a las calderas para producir agua caliente, vapor, o puede permanecer inmóvil. Mayormente es usada en centrales térmicas en donde se almacena y se acondiciona en tanques listos para su utilización.

Petróleo industrial N° 6:

(2.14)

También llamado petróleo bunker C, aceite residual de combustible o aceite combustible pesado, es el remanente del aceite crudo de la gasolina y combustibles destilados que han sido desprendidos por medio de la destilación.

Este es usado generalmente en Alimenta centrales térmicas o motores robustos.

Partes por millón (ppm):

Es una unidad de concentración de uso frecuente en la medición de los niveles de contaminantes en el aire, agua, fluidos corporales, etc.

Vapor saturado:

Vapor cuya presión y temperatura son tales que cualquier compresión de su volumen a temperatura constante hace que se condensan a líquido a una velocidad suficiente para mantener una presión constante.

Vapor sobrecalentado:

Es el vapor calentado a una temperatura mayor que el punto de ebullición que corresponde a su presión. En este tipo de vapor no puede estar en contacto con el agua, ni contener agua, además se asimila a un gas perfecto.

Vapor húmedo:

Vapor húmedo es la mezcla de vapor y agua líquida también llamado vapor de dos fases debido a que el vapor contiene gotas de agua que no han cambiado de fase. En vapor húmedo, el agua y el vapor están a la temperatura de saturación. Si se entregara calor adicional al vapor húmedo a una presión establecida, la temperatura seguirá siendo igual hasta que se evapore todo el líquido.

1.4. Formulación del problema

¿De qué manera se puede diseñar técnica económicamente un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la Empresa Pesquera Ribaud S.A?

1.5. Justificación del estudio

Para la justificación de la presente investigación se ha tomado como referencia cuatro relevancias, las cuales se detallan a continuación.

En la Relevancia económica: El diseño de un sistema de recuperación de vapor flash para el calentamiento del agua de alimentación de calderas reducirá el consumo de combustible y consumo de agua de pozo, obteniendo ahorros económicos en beneficio de la empresa Pesquera Ribaudó S.A. Por otro lado en la Relevancia tecnológica: El uso de un sistema de recuperación de vapor flash permite conocer tecnologías térmicas actuales del uso eficiente y racional del vapor. Así también en la Relevancia socio-ambiental: Reduciendo las TN/año de dióxido de carbono y dióxido de azufre producto de la combustión de combustibles en las calderas y eliminando la cantidad de vapor flash en purgas que se va a la atmósfera, contribuimos a la mejora del medio ambiente. Con respecto a la Relevancia institucional: El análisis de diseños de nuevas tecnologías aplicadas a plantas térmicas consumidoras de vapor, hace que estudiantes de la Universidad Cesar Vallejo aprendan, extiendan y apliquen sus conocimientos en el área energética.

1.6. Hipótesis

Si es posible diseñar técnica y económicamente un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la Empresa Pesquera Ribaudó S.A.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Diseñar técnica y económicamente un sistema de recuperación de vapor flash de purgas continuas para calentar el agua de alimentación de las calderas de la Empresa Pesquera Ribaudó S.A.

1.7.2 .Objetivos específicos

- ✓ Evaluar condiciones actuales de las instalaciones en la empresa.
- ✓ Realizar un balance de masa y energía a los procesos de la planta térmica, determinando consumos de vapor, flujo másico de purgas, rendimiento energético, flujo másico de vapor flash y consumo de sal en ablandadores.
- ✓ Dimensionar y seleccionar el tanque de revaporizado, intercambiador de calor para el calentamiento del agua por vapor flash, redes de tuberías y accesorios.

- ✓ Determinar el flujo másico de combustible, rendimiento energético, consumo de sal en ablandadores y la reducción de masa de dióxido de carbono y dióxido de azufre evacuado a la atmosfera por las calderas en condiciones de mejora.
- ✓ Calcular el beneficio en reducción del consumo de combustible.
- ✓ Calcular el beneficio en reducción del consumo de sal en ablandadores
- ✓ Calcular la inversión de los activos fijos para el diseño del sistema de recuperación de vapor flash.
- ✓ Determinar el periodo de recuperación de la inversión PRI
- ✓ Determinar el valor actual neto VAN para el diseño del sistema de recuperación de vapor flash.
- ✓ Determinar la tasa interna de retorno TIR para el diseño del sistema de recuperación de vapor flash.

II. METODO

2.1. Diseño de investigación

El diseño de investigación es pre - experimental, porque se establece que el presente estudio se realiza sin manipular deliberadamente las variables; pero se trata de investigación donde existe “UN ANTES Y UN DESPUÉS”. Lo que haremos es observar fenómenos y situaciones reales actuales, evaluarlos, cuestionarlos e iniciar, mediante cálculos y fundamentos la correspondiente preimplementación.

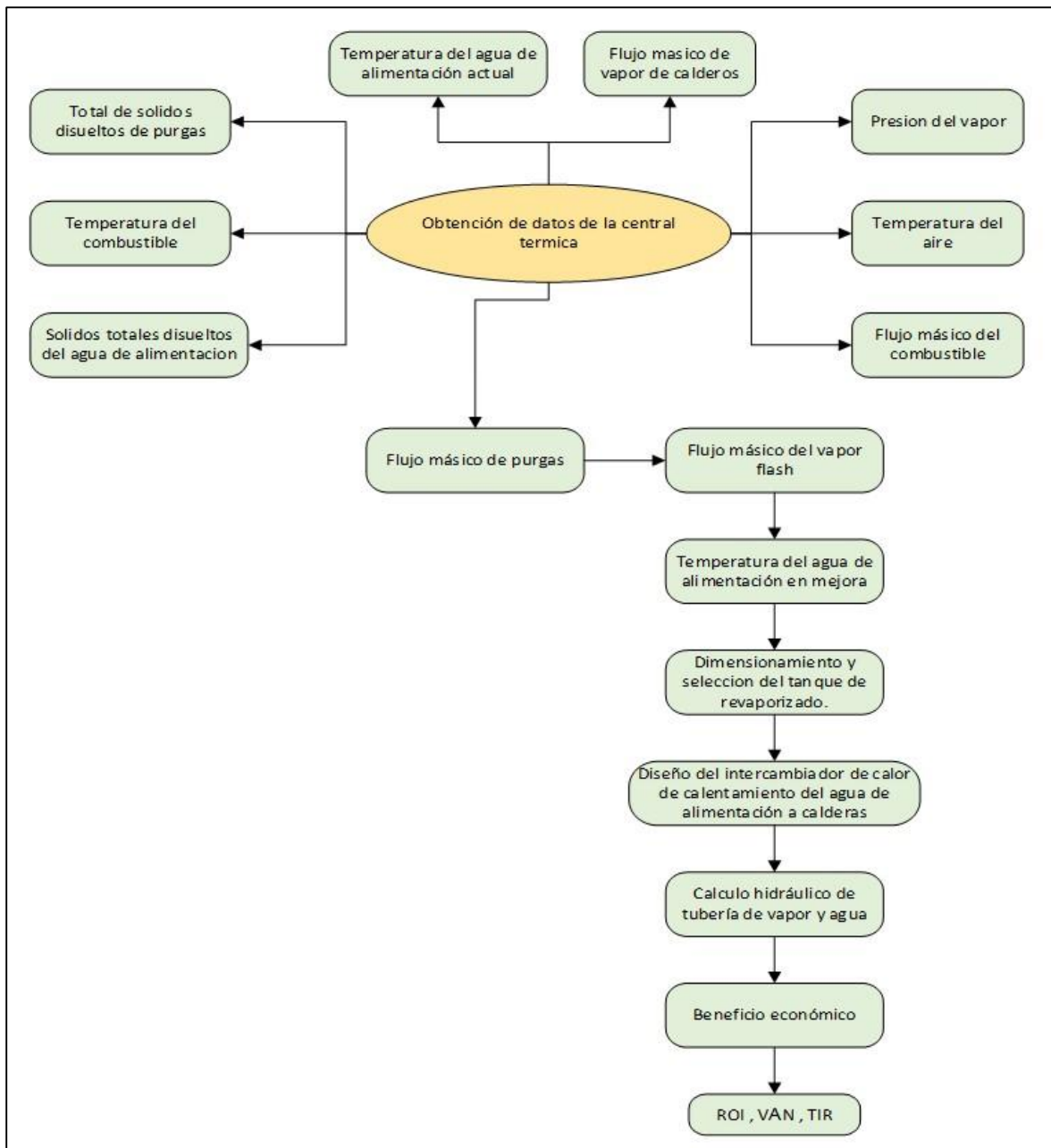


Figura 2.1. Diseño de investigación.

2.2. Variables, Operacionalización

2.2.1. Variables dependiente e independiente

Variables dependientes:

- Flujo másico de vapor flash.
- Temperatura del agua de alimentación mejora.
- Reducción del flujo másico de combustible.
- Beneficio económico.

Variables independientes

- Flujo másico de purgas.
- Temperatura actual del agua de alimentación.
- Presión de vapor.
- Flujo másico de vapor.



Figura 2.2. Variables dependiente e independiente.

2.2.2. Operacionalización

Tabla 2.1. Operacionalización de Variables.

Variable Independiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Flujo másico de purgas.	Es la porción de líquido contaminado no convertida en vapor saturado por sus alto contenido en solidos disueltos totales	Es el flujo másico de purgas continuas que alimentara a un tanque para recuperar el vapor flash para calentar el agua de alimentación de las calderas.	Flujometro	Cuantitativa [Kg/h]
Temperatura del agua de alimentación actual	Es la temperatura del agua de calderas proveniente de la mezcla del agua de reposición y condensado.	Es la temperatura de ingreso al calentador de agua.	Termómetro	[°C] Cuantitativa
Presión de vapor	Expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico	Es la energía entregada por el caldero a su presión máxima de operación	Tabla termodinámica	Cuantitativa [K]/Kg]
Flujo de Vapor	Es la cantidad de masa de vapor que pasa por un determinado tiempo hacia un proceso determinado.	Es el flujo de vapor que consumen los procesos de intercambio de calor	Flujometro	Cuantitativa [Lb/h]
Variable dependiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Flujo másico de vapor flash.	Es la porción de masa de vapor se pierde a la atmosfera por una reducción de presión	Es el flujo de vapor obtenido de las purgas continuas de las calderas.	Flujometro	Cuantitativa [Kg/h]

Temperatura del agua de alimentación en mejora	Es la temperatura obtenida del intercambio de calor del vapor flash con el agua de alimentación en condiciones actuales.	Es la temperatura de ingreso a los calderos para obtener una reducción del flujo de combustible.	Termómetro	[°C] Cuantitativa
Ahorro de flujo másico de combustible.	Es la cantidad de másica de combustible que no se consume por la mejora obtenida.	Es el ahorro de Combustible por calentar el agua de alimentación	Flujometro	Cuantitativa [Kg/h]
Beneficios en costos de combustible	Son los ingresos ganados por la aplicación o mejora de un proyecto.	Es el beneficio económico en ahorro de combustible y agua de pozo.	Análisis económico	Cuantitativa [N. S/año]

2.3. Población y muestra

- **Población:**

Centrales térmicas con calderas pirotubulares con purgas continuas.

- **Muestra:**

Calderas pirotubulares de purgas continuas de la empresa pesquera Ribaudo S.A.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, valides y confiabilidad

Para el presente desarrollo de tesis, se utilizaran las siguientes técnicas e instrumentos, según se detallan en la tabla 2.2 y 2.3.

Tabla 2.2. Técnicas.

Técnicas
Observación directa de los hechos
Entrevista
Cálculo termodinámico
Cálculo hidráulico - mecánico

Cálculo energético
Cálculo económico y financiero

Tabla 2.3. Instrumentos

Instrumentos
Flujometro
Termómetros
Manómetros
Tablas termodinámicas

2.5. Método de análisis de datos

- _ La observación directa de los hechos, realizada por una visita técnica que sirvió para tener un enfoque directo de la realidad problemática, constatando que existen purgas continuas en todas las calderas pirotubulares, desperdiciándose en su totalidad el calor de las purgas a la atmósfera.
- _ El cálculo termodinámico, para el análisis de balance de masa y energía, en los diversos sistemas de la planta.
- _ El cálculo hidráulico - mecánico, para establecer el diámetro nominal, número de cédula de tuberías que transportarán el flujo de purgas y flujo de agua.
- _ El cálculo energético, para comparar rendimientos energéticos y consumos de combustible en las situaciones actuales y de mejora en los equipos de planta, además de dimensionar el sistema de recuperación de calor por purgas y el calentador de agua.
- _ El cálculo económico y financiero, para determinar el beneficio, inversión y PRI, que implicará recuperar las purgas para calentar el agua de alimentación, además de determinar la viabilidad del proyecto.

III. RESULTADOS

3.1. Evaluar las condiciones actuales de la empresa Ribaud S.A.

a) Datos de los calderos Pirotubulares Johnson:

Tabla 3.1. Datos de consumo de vapor y combustible de los calderos

pirotubulares

Potencia de los calderos Pirotubular	Flujo de $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{h}}\right)$ 1BHP $= 15.66 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$ vapor	Flujo de $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$ vapor	Consumo de combustible (Kg/h) Top = 225 días/año (20h/día)(4500h/año); 1gal = 3.62Kg	Consumo de combustibl $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)$ e
400BHP- 01	6264	1.74	493.4156	0.1371
400BHP -02	6264	1.74	496.3728	0.1379
600 BHP	9396	2.61	753.9841	0.2094
700 BHP	10962	3.045	879.6479	0.2443
800 BHP	12528	3.48	1018.2481	0.2828
Total	45414	12.615	3641.6685	1.0115

Tabla 3.2. Datos de los SDT de agua de alimentación y purgas de los calderos pirotubulares

Potencia de los calderos Pirotubular	Solidos Disueltos totales “SDT” del agua de alimentación (ppm)	Solidos Disueltos totales “SDT” de purgas de fondo y superficie (ppm)
400BHP- 01	450	2100
400BHP -02	450	2050
600 BHP	450	2300
700 BHP	450	2250
800 BHP	450	2240

b) Datos de las presiones y temperaturas de operación de los calderos

Tabla 3.3. Datos de presiones y temperaturas de ingreso y salida de los calderos.

Parámetro	Valor	Unidad
Presión del vapor saturado	125Psi*(1bar/14.5Psi) = 8.62	bar manométrico
Presión de las purgas en liquido saturado	125Psi*(1bar/14.5Psi) = 8.62	bar manométrico
Temperatura del aire	90	°C
Temperatura del combustible	65	°C
Temperatura de los gases residuales	265	°C

Temperatura del agua de alimentación	60	°C
--------------------------------------	----	----

c) Datos de operación de los procesos de intercambio de calor

Tabla .3.4 Datos de operación de los proceso de la planta térmica.

Cocinadores				
Flujo másico de pescado	Calor específico promedio del pescado	Temperatura s de entrada del pescado	Temperatur a de salida del pescado	Presión del vapor en los cocinadores
$304111 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	$3.46 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	21.5°C	85°C	70Psi (4.83 bar man.)
Secadores				
Flujo másico de pescado solido	Calor específico promedio del pescado solido	Temperatura s de entrada del pescado solido	Temperatur a de salida del pescado solido	Presión del vapor en los secadores
$163184 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	$3.82 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	60°C	82°C	70Psi (4.83 bar man.)
Prensas				
Flujo másico de pescado prensado	Calor específico promedio del pescado prensado	Temperatura s de entrada del pescado prensado	Temperatur a de salida del pescado prensado	Presión del vapor en las prensas
$72685 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	$2.41 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	21°C	80°C	40Psi (2.76 bar man.)
Evaporadores				
Flujo másico de agua de cola	Calor específico promedio del agua de cola	Temperatura s de entrada del agua de cola	Temperatur a de salida del agua de cola	Presión del vapor en los evaporadores
$40140 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	$4.13 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	62°C	80°C	100Psi (6.89bar man.)

Fuente: Pesquera Ribaud SA.

d) Entalpías específicas de la planta térmica

En la figura 3.1 se detalla todos los puntos característicos para determinar su entalpia específica.

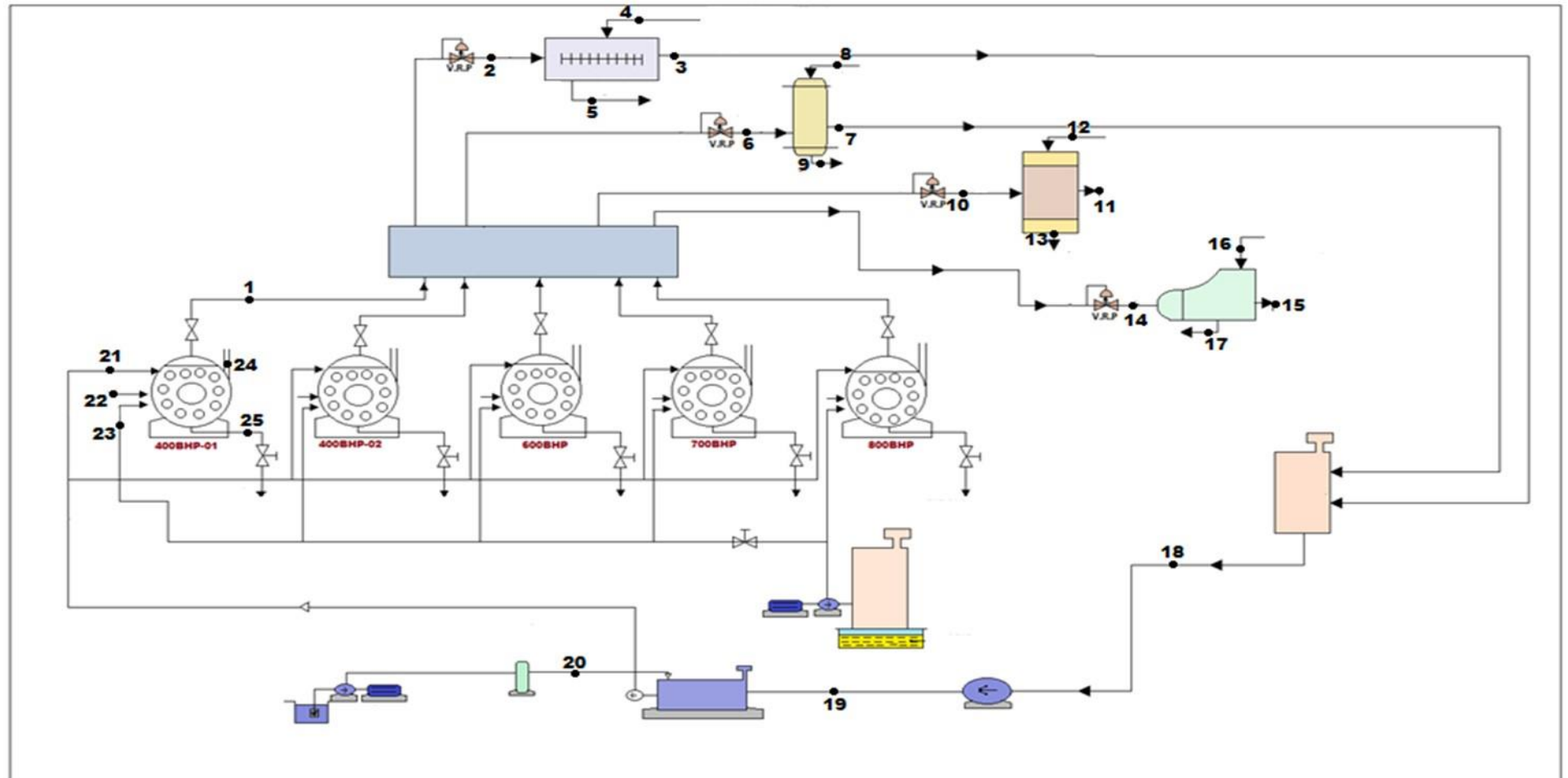


Figura 3.1. Puntos característicos de la planta térmica en condiciones actuales Fuente: Pesquera Ribaudo SA

Tabla 3.5. Valores de la entalpia especifica por cada punto de la planta térmica

Punto	Entalpia especifica () = Cp (KJ/Kg°C)*T(°C)	Anexo	Estado del fluido
1	2774.7	A.1	Vapor saturado seco
2	2774.7	A.1	Vapor saturado seco
3	665.6	A.1	Liquido saturado
4	3.46*21.5=74.39 73.53	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la entrada de cocinas
5	3.46*85=294.10 290.7	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la salida de cocinas
6	2774.7	A.1	Vapor saturado seco
7	665.6	A.1	Liquido saturado
8	3.82*60=229.20 1.	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la entrada de secadores
9	3.82*82=313.24	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la salida de secadores
10	2774.7	A.1	Vapor saturado seco
11	595.1	A.1	Liquido saturado
12	2.41*21=50.61 1.88*21	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la entrada de prensas
13	2.41*80=192.80	Tabla 3.4	Entalpia del pescado a la salida de prensas
14	2774.7	A.1	Vapor saturado seco
15	718.4	A.1	Liquido saturado
16	4.13*62=256.06	Tabla 3.4	Entalpia del agua de cola a la entrada de evaporador
17	4.13*80=330.40	Tabla 3.4	Entalpia del agua de cola a la salida de evaporador
18	665.6	A.1	Liquido saturado
19	665.6	A.1	Liquido saturado
20	83.9	A.1	Agua de pozo
21	251.1	A.1	Agua de alimentación
22	1.008*90=90.72	A.2	Aire precalentado
23	2.75*65=178.75	A.3	Combustible precalentado
24	1.11328*265=295.02	A.4	Gases residuales de calderos
25	755.2	A.1	Purgas en liquido saturado

Fuente: Pesquera Ribaud SA.

3.2. Balance de masas y energía en los procesos de la planta térmica.

a) Determinación del flujo másico de vapor en cocinadores, secadores, prensas y evaporadores.

_ Cocinadores:

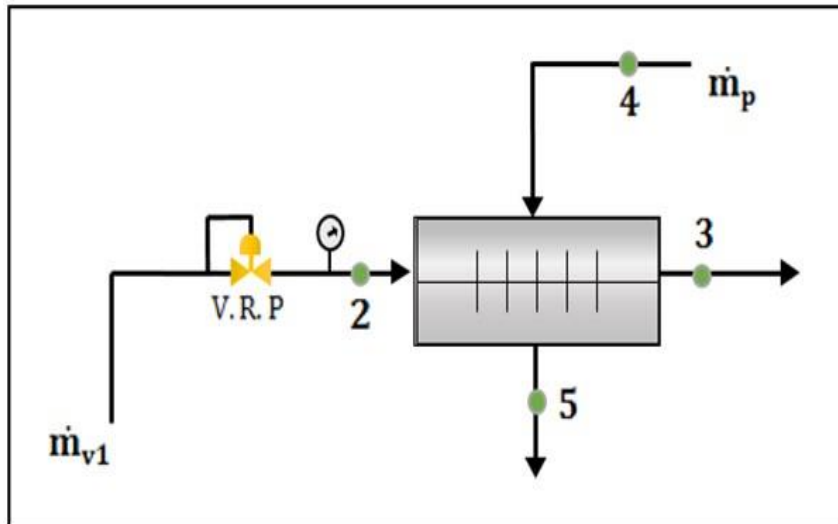


Figura 3.2. Diagrama de flujo en cocinadores.

$$\dot{m}_{v1} * (h_2 - h_3) = \dot{m}_p (h_5 - h_4)$$

Dónde: (Ver Tablas 3.4 y 3.5)

$$\dot{m}_p = 304111 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 84.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_2 = 2774.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_3 = 665.60 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_4 = 74.39 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_5 = 294.10 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v1} * (2774.70 - 665.60) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 84.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (294.10 - 74.39) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v1} = 8.80 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 31680 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

_ Secadores:

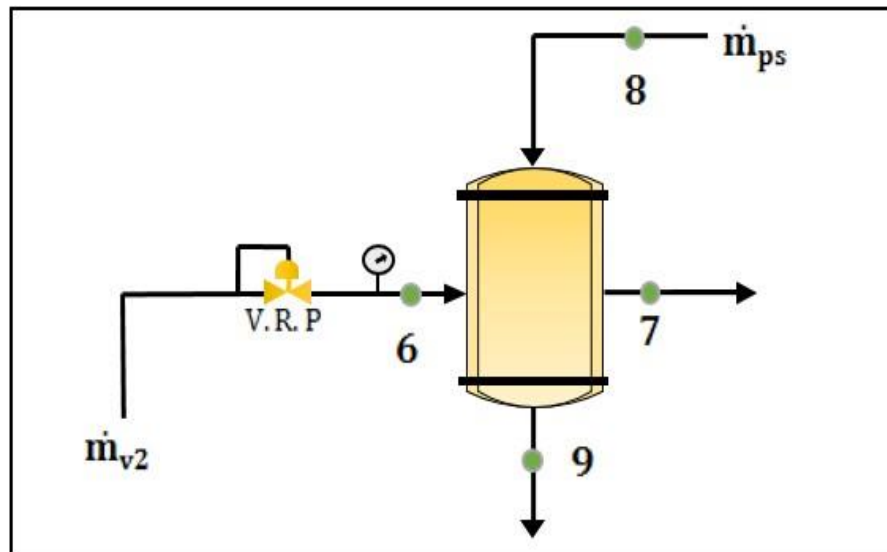


Figura 3.3. Diagrama de flujos en secadores

$$\dot{m}_{v2} * (h_6 - h_7) = \dot{m}_{ps} (h_9 - h_8)$$

Dónde: **(Ver Tablas 3.4 y 3.5)**

$$\dot{m}_{ps} = 163184 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 45.33 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_6 = 2774.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_7 = 665.60 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_8 = 229.20 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_9 = 313.24 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v2} * (2774.7 - 665.60) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 45.33 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (313.24 - 229.20) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v2} = 1.8062 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 6502.29 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

_ **Prensas:**

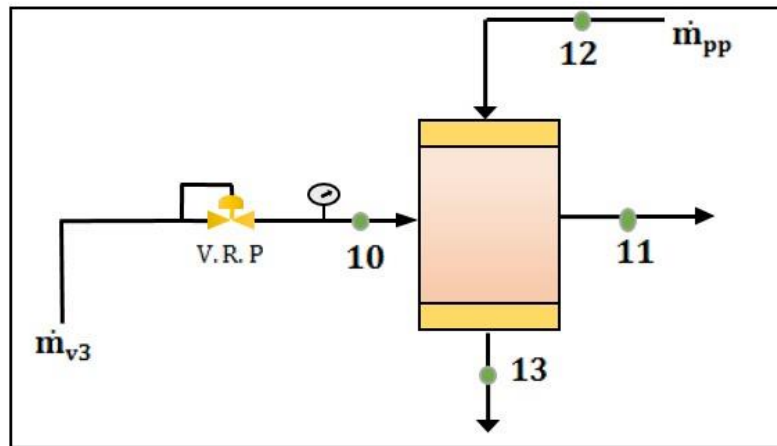


Figura 3.4. Diagrama de flujos en prensas.

$$\dot{m}_{v3} * (h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{pp} (h_{13} - h_{12})$$

Dónde: (**Ver Tablas 3.4 y 3.5**)

$$\dot{m}_{pp} = 72685 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 20.20 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_{10} = 2774.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{11} = 595.10 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{12} = 50.61 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{13} = 192.80 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazamos:

$$\dot{m}_{v3} * (2774.7 - 595.10) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 20.20 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (192.80 - 50.61) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v3} = 1.3178 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 4741.73 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

-Evaporadores:

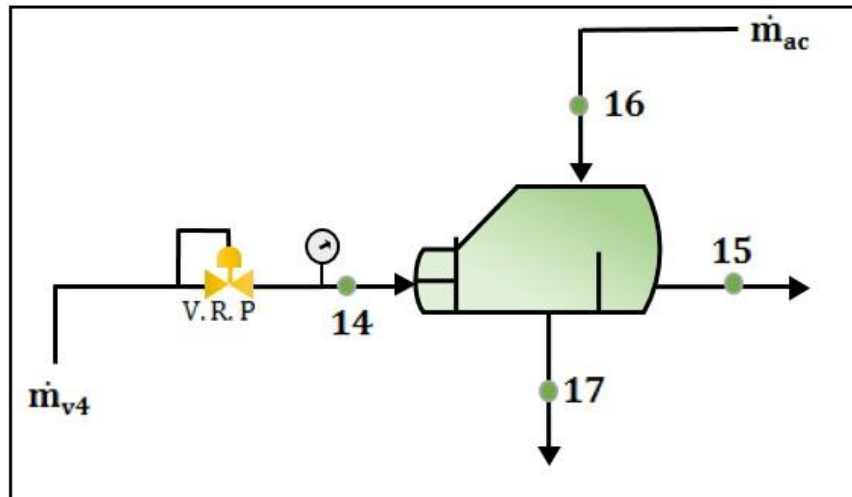


Figura 3.5. Diagrama de flujos en evaporadores

$$\dot{m}_{v4} * (h_{14} - h_{15}) = \dot{m}_{ac} * (h_{17} - h_{16})$$

Dónde: (Ver Tablas 3.4 y 3.5)

$$\dot{m}_{ac} = 40140 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 11.15 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_{14} = 2774.70 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{15} = 718.40 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{16} = 256.06 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{17} = 330.40 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazamos:

$$\dot{m}_{v4} * (2774.70 - 718.4) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 11.15 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (330.40 - 256.06) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{v4} = 0.4031 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 1451.16 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Tabla 3.6. Resumen de los consumos de vapor en los procesos de la planta.

Proceso de planta	Flujo másico de en procesos de $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ vapor planta
Cocinadores	8.80
Secadores	1.8062
Prensa	1.3178
Evaporadores	0.4031
Total	12.33

b) Determinación del flujo másico de vapor y purgas por cada caldero:

❖ Caldero de 800 BHP:

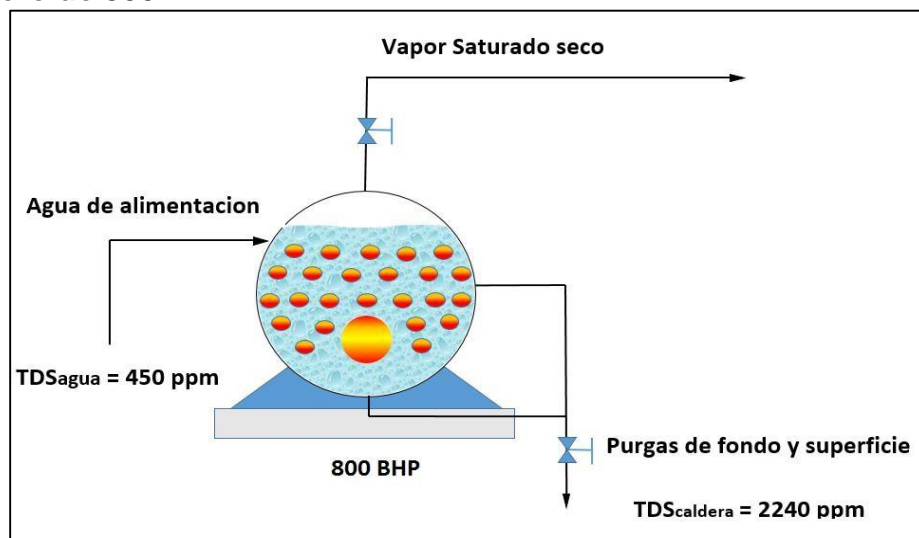


Figura 3.6. Caldera pirotubular de 800BHP

□ Flujo másico del vapor de calderos pirotubulares:

_ Flujo másico vapor producido:

$$\dot{m}_v = 800 \text{ BHP} * \frac{15.66 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{1 \text{ BHP}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_v = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

_ Flujo másico de purgas en caldero de 800 BHP :

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = \dot{m}_v * \left(\frac{\text{SDT}_{\text{agua}}}{\text{SDT}_{\text{cald}} - \text{SDT}_{\text{agua}}} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(\frac{450}{2240-450} \right)$$

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = 0.875 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400 BHP-01, 400BHP02, 600BHP y 700BHP, el flujo másico de vapor y purgas sería:

Tabla 3.7. Resultados de flujos de vapor y purgas de los calderos pirotubulares.

Caldero Pirotubular	Flujo de másico de vapor $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$	Flujo de másico purgas $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$
400 BHP -01	1.740	0.475
400 BHP-02	1.740	0.489
600 BHP	2.610	0.635
700 BHP	3.045	0.761
800 BHP	3.480	0.875
Total	12.615	3.235

c) Rendimiento energético de los calderos pirotubulares: ❖

Caldero de 800BHP:

✓ Potencia térmica de purgas:

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = \dot{m}_{\text{purgas}} * (h_{25} - h_0)$$

Dónde: (Ver Tablas 3.5 y 3.7)

$$\dot{m}_{\text{purgas}} = 0.875 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_{25} = 755.20 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_f = 83.90 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (Entalpia del agua a temperatura ambiental promedio } 20^{\circ}\text{C)}$$

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = 0.875 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (755.20 - 83.90) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = 578.294 \text{ Kw}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400 BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP. La potencia térmica de purgas, sería:

Tabla 3.8 Resultados de las potencias térmicas de purgas de los calderos pirotubulares.

Caldero Pirotubular	$\dot{Q}_{\text{purgas}} [\text{Kw}]$
400 BHP-01	318.56
400 BHP-02	328.52
600 BHP	426.18
700 BHP	511.03
800 BHP	587.29

✓ Potencia térmica útil de los calderos pirotubulares :

Caldero de 800 BHP:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * (h_1 - h_{21})$$

Dónde: (Ver **Tablas 3.1 y 3.5**)

$$\dot{m}_v = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_1 = 2774.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{21} = 251.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (2774.7 - 251.1) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 8785.128 \text{ Kw}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400 BHP-01, 400 BHP-02, 600 BHP y 700 BHP. La potencia térmica útil de los calderos es:

Tabla 3.9. Resultados de las potencias térmicas útiles de los calderos pirotubulares

Caldero Piro-tubular	\dot{Q}_{util} [Kw]
400 BHP-01	4391.06
400 BHP-02	4391.06
600 BHP	6586.60
700 BHP	7684.36
800 BHP	8782.13

✓ Poder calorífico del combustible :

Hallamos el poder calorífico superior e inferior del combustible industrial N° 6 usado en calderas:

$$PCS = 18320 + 40 * (^{\circ}\text{API} - 10) \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$$

$$PCI = PCS - 1030 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$$

Dónde:

De los informes de Petroperú: Petróleo Industrial Bunker, muestra que la gravedad API (American Petroleum Institute) es 11.5°(**Anexo A.5**)

$$PCS = 18320 + 40 * (11.5 - 10) \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$$

$$PCS = 18380 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$$

$$PCI = 18380 - 1030 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} \right]$$

$$PCI = 17350 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}}$$

Convertimos BTU a KJ/Kg:

$$PCI = 17350 * \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}} * \frac{1.055\text{KJ}}{1 \text{ BTU}} * \frac{1 \text{ Lb}}{0.4536 \text{ kg}}$$

$$PCI = 40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

✓ Relación aire combustible en calderos:

Despejando:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}} + \dot{Q}_{\text{gr}}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{cble}} * \left(\text{PCI} + h_{\text{cble}} + R_{\text{aire}} * h_{\text{aire}} \right) = \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}} + \dot{m}_{\text{gr}} * h_{\text{gr}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} * \left(\text{PCI} + h_{\text{cble}} + R_{\text{aire}} * h_{\text{aire}} \right) = \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}} + \dot{m}_{\text{cble}} * (1 + R_{\text{aire}}) * h_{\text{gr}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} * \text{PCI} + \dot{m}_{\text{cble}} * h_{\text{cble}} + \dot{m}_{\text{cble}} * R_{\text{aire}} * h_{\text{aire}}$$

$$= \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}} + \dot{m}_{\text{cble}} * h_{\text{gr}} + R_{\text{aire}} * h_{\text{gr}} * \dot{m}_{\text{cble}}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}} * (\text{PCI} + h_{\text{cble}} - h_{\text{gr}}) = \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}} + R_{\text{aire}} * \dot{m}_{\text{cble}} * (h_{\text{gr}} - h_{\text{aire}})$$

$$R_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{cble}} * (\text{PCI} + h_{\text{cble}} - h_{\text{gr}}) - \dot{Q}_{\text{util}} - \dot{Q}_{\text{purgas}}}{\dot{m}_{\text{cble}} * (h_{\text{gr}} - h_{\text{aire}})}$$

Para la caldera de 800 BHP

Dónde: (Ver tablas **3.1**, **3.5**, **3.8** y **3.9**)

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 0.2828 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_{\text{cble}} = h_{23} = 178.75 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{aire}} = h_{22} = 90.72 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{gr}} = h_{24} = 295.02 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 8782.128 \text{ Kw}$$

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = 587.294 \text{ Kw}$$

$$\text{PCI} = 40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando:

$$R_{\text{aire}} = \frac{0.2828 * (40353.28 + 178.75 - 295.02) - 8782.128 - 587.294}{0.2828 * (295.02 - 90.72)}$$

$$R_{\text{aire}} = 34.809 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP. La relación aire combustible en las calderas pirotubulares es:

Tabla 3.10. Relación aire combustible de los calderos pirotubulares

Calderos pirotubulares	Relación aire combustible $\left(\frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}\right)$
400 BHP-01	28.76
400 BHP-02	29.41
600 BHP	34.81
700 BHP	32.78
800 BHP	34.81

✓ Rendimiento energético actual de las calderas:

Calor total actual y eficiencia de la caldera de 800 BHP

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{cble}} * \left(\text{PCI} + h_{\text{cble}} + R_{\text{aire}} * h_{\text{aire}} \right)$$

Dónde: (Ver **tablas 3.1, 3.5 y 3.9**)

$$\dot{m}_{\text{cble}} = 0.2828 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\text{PCI} = 40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{cble}} = h_{23} = 178.75 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$R_{\text{aire}} = 34.809 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$$

$$h_{\text{aire}} = h_{22} = 90.72 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 0.2828 * \left(40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 178.75 + 34.809 * 90.72 \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 12355.5 \text{ Kw}$$

Se tiene que:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{purgas}}}{\dot{Q}_{\text{total}}} * 100$$

Dónde: (Ver **tablas 3.8 y 3.9**)

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 4391.064 \text{ Kw}$$

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = 318.20 \text{ Kw}$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = 5915.40 \text{ Kw}$$

Reemplazamos:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{8785.128 + 587.294}{12355.5} * 100 = 75.82 \%$$

$$\eta_{\text{cald}} = 75.82 \%$$

Realizando el mismo procedimiento de cálculo para los calderos 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP, el calor total y rendimiento energético de las calderas pirotubulares es:

Tabla 3.11. Calor total y rendimiento energético de los calderos pirotubulares.

Caldero Pirotubular	\dot{Q}_{total} [Kw]	η_{cald} [%]
400 BHP-01	5912.89	79.65
400 BHP-02	5956.44	79.23
600 BHP	9117.13	76.92
700 BHP	10630.51	77.09
800 BHP	12357.56	75.82

d) Determinación del flujo másico del vapor flash en calderas

Porcentaje de vapor flash a recuperar

$$\%F = \frac{(h_f)_1 - (h_f)_2}{(h_g)_2 - (h_f)_2} * 100$$

Dónde:

$$(h_f)_1 = h_{25} = 755.2 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (a la presión de 9.62 bar abs . **Tabla 3.5**)}$$

$$(h_f)_2 = 417.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (a la presión de 1 bar abs . **Anexo A. 1**)}$$

$$(h_g)_2 = 2675.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (a la presión de 1 bar abs . **Anexo A. 1**)}$$

Reemplazando:

$$\%F = \left(\frac{755.2 - 417.5}{2675.4 - 417.5} \right) * 100 = 14.96 \%$$

$$\%F = 14.96 \%$$

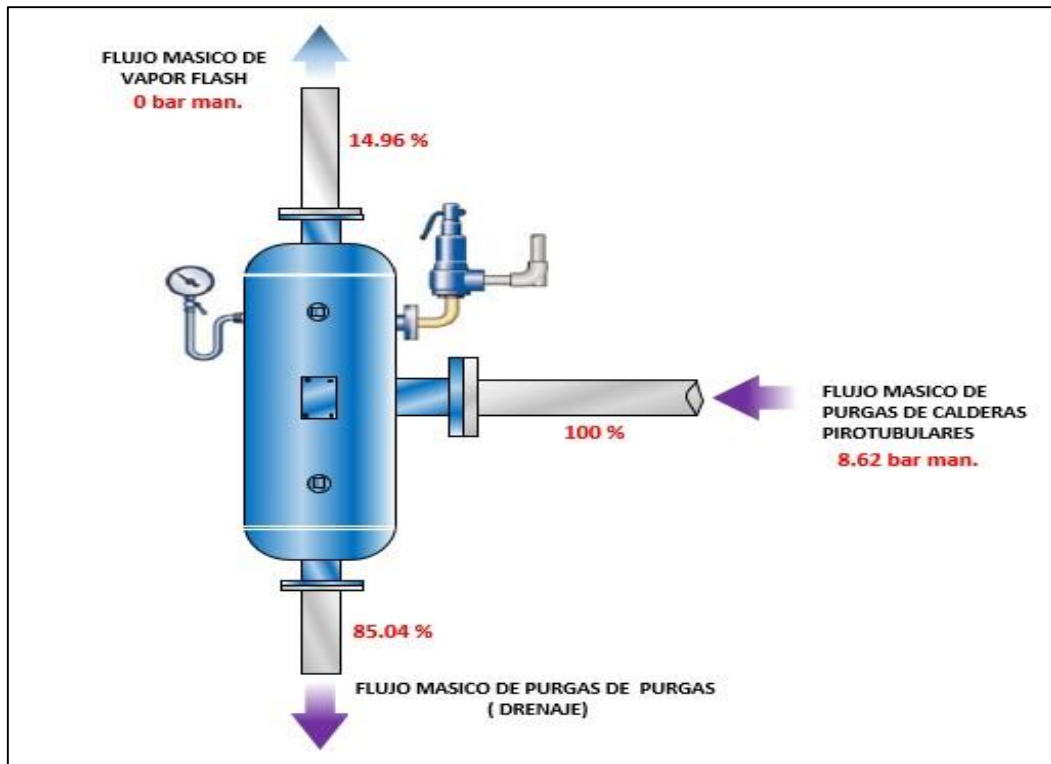


Figura 3.7. Porcentaje de flujos en el tanque de revaporizado

- e) Determinación del flujo másico de vapor flash generado por purgas continuas: -
Caldero de 800 BHP

$$\dot{m}_{v,F} = \dot{m}_{purgas} * \frac{\%F}{100}$$

Donde:

$$\dot{m}_{purgas} = 0.875 \frac{Kg}{s}$$

$$\%F = 14.96$$

$$\dot{m}_{v,F} = 0.875 \frac{Kg}{s} * \frac{14.96}{100} = 0.131 \frac{Kg}{s} = 471.24 \frac{Kg}{h}$$

$$\dot{m}_{v,F} = 0.131 \frac{Kg}{s} = 471.24 \frac{Kg}{h}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos de 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP, el flujo másico de vapor flash que se generan por las purgas continuas de cada caldero es:

Tabla 3.12. Flujo másico de vapor flash de purgas de los calderos pirotubulares

Caldero Pirotubular	$\dot{m}_{v,F} \left[\frac{Kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v,F} \left[\frac{Kg}{h} \right]$
400 BHP-01	0.071	255.611
400 BHP-02	0.073	263.599
600 BHP	0.095	341.966
700 BHP	0.114	410.043
800 BHP	0.131	471.238
Total	0.484	1742.45

f) Análisis en ablandadores estado actual:

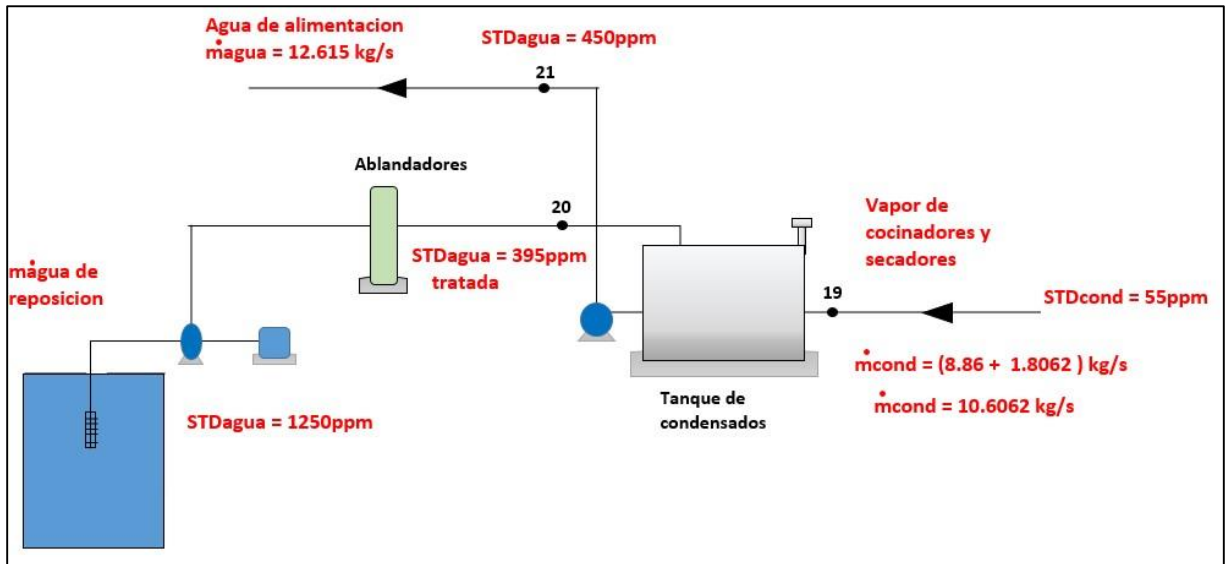


Figura 3.8. Condiciones de operación actuales de los ablandadores.

□ Flujo másico de agua de reposición:

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_{\text{condensado}} + \dot{m}_{\text{agua reposición}} = \dot{m}_{\text{agua alimentación}}$$

$$10.6062 + \dot{m}_{\text{agua reposición}} = 12.615$$

$$\dot{m}_{\text{agua reposición}} = 2.0088 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 7230 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

□ Caudal volumétrico de agua de reposición para calderos :

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua reposición}}}{\rho_{\text{agua}}} \quad , \quad \rho_{\text{agua}} = 998.162 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \text{ a } 20^{\circ}\text{C} \quad (\text{Ver Anexos A.19})$$

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = \frac{7230 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{998.162 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 7.24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

También:

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = 7.24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} = 1913.68 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

□ Conversión STD (ppm) a STD (gpg) :

Donde:

STD: Sólidos totales disueltos.

ppm: Partes por millón.

gpg: Granos por galón.

$$STD = 1250 - 395 = 855 \text{ ppm} * \frac{1\text{gpg}}{17.1\text{ppm}} = 50 \text{ gpg}$$

□ Flujo másico de dureza:

$$\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{Granos}}{\text{dia}} \right] = \dot{V}_{\text{agua reposición}} \left[\frac{\text{Gal}}{\text{h}} \right] * T_{\text{operación}} \left[\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right] * STD \left[\frac{\text{granos}}{\text{gal}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} = 1913.68 \frac{\text{gal}}{\text{h}} * 20 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 50 \frac{\text{granos}}{\text{gal}}$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} = 1913680 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}$$

1913680.08

□ Volumen de resina – zeolita:

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} [\text{Pie}^3] = \frac{\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{dia}} \right]}{C \left[\frac{\text{granos}}{\text{Pie}^3} \right]}$$

C = Capacidad unitaria de retención $\left[\frac{\text{Granos}}{\text{Pie}^3} \right]$

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} = \frac{1913680 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}}{30000 \frac{\text{granos}}{\text{Pie}^3}}$$

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} = 63.8 \text{ Pie}^3$$

□ Volumen de agua que pasa por la resina:

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = \frac{\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{dia}} \right]}{STD_{\text{agua pozo}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{gal}} \right] * fc}$$

$$STD_{\text{agua pozo}} = 1250\text{ppm} * \frac{1\text{gpg}}{17.1\text{pm}} = 73.1\text{gpg}$$

Considerando un factor de compensación de 1.20, para aumento del 20%

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = \frac{1913680 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}}{73.1 \frac{\text{granos}}{\text{gal}} * 1.20}$$

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = 21815.95 \text{ gal}$$

□ Tiempo de regeneración:

$$T_{\text{cambio}} = \frac{\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} [\text{gal}]}{\dot{V}_{\text{agua reposición}} \left[\frac{\text{gal}}{\text{h}} \right]}$$

$$T_{\text{cambio}} = \frac{21821 \text{ gal}}{1914.13 \frac{\text{gal}}{\text{h}}}$$

$$T_{\text{cambio}} = 11.4 \text{ h}$$

□ Masa de sal:

$$m_{\text{sal}} [\text{lbm}] = \beta \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right] * \dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} [\text{Pie}^3]$$

$$\beta: \text{Libras de sal} * \text{pie}^3 \text{ de resina} \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right], \text{ en ablandadores } \beta = 15 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$$

La masa de sal seria:

$$m_{\text{sal}} = 15 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} * 63.8 \text{ Pie}^3 = 957 \text{ lbm}$$

$$m_{\text{sal}} = 957 \text{ lbm} * \frac{0.453 \text{ Kg}}{1 \text{ lbm}} = 433.5 \text{ Kg}$$

□ Costo de sal por regeneración:

$$C_{\text{sal}} [\text{N. S}] = \frac{m_{\text{sal}} [\text{Kg}] * C_{\text{unitario sal}} \left[\frac{\text{NS}}{\text{Kg}} \right]}{T_{\text{cambio}} [\text{h}]} * T_{\text{operacion}} \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$$

$$C_{\text{sal}} = \frac{433.5 [\text{Kg}] * 0.5 \left[\frac{\text{NS}}{\text{Kg}} \right]}{11.4 [\text{h}]} * 4500 \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$$

$$C_{\text{sal}} = 85549.05 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$$

3.3. Dimensionamiento y selección de equipos térmicos:

En la figura 3.9, se muestra la instalación del tanque de revaporizado en la sala de calderos

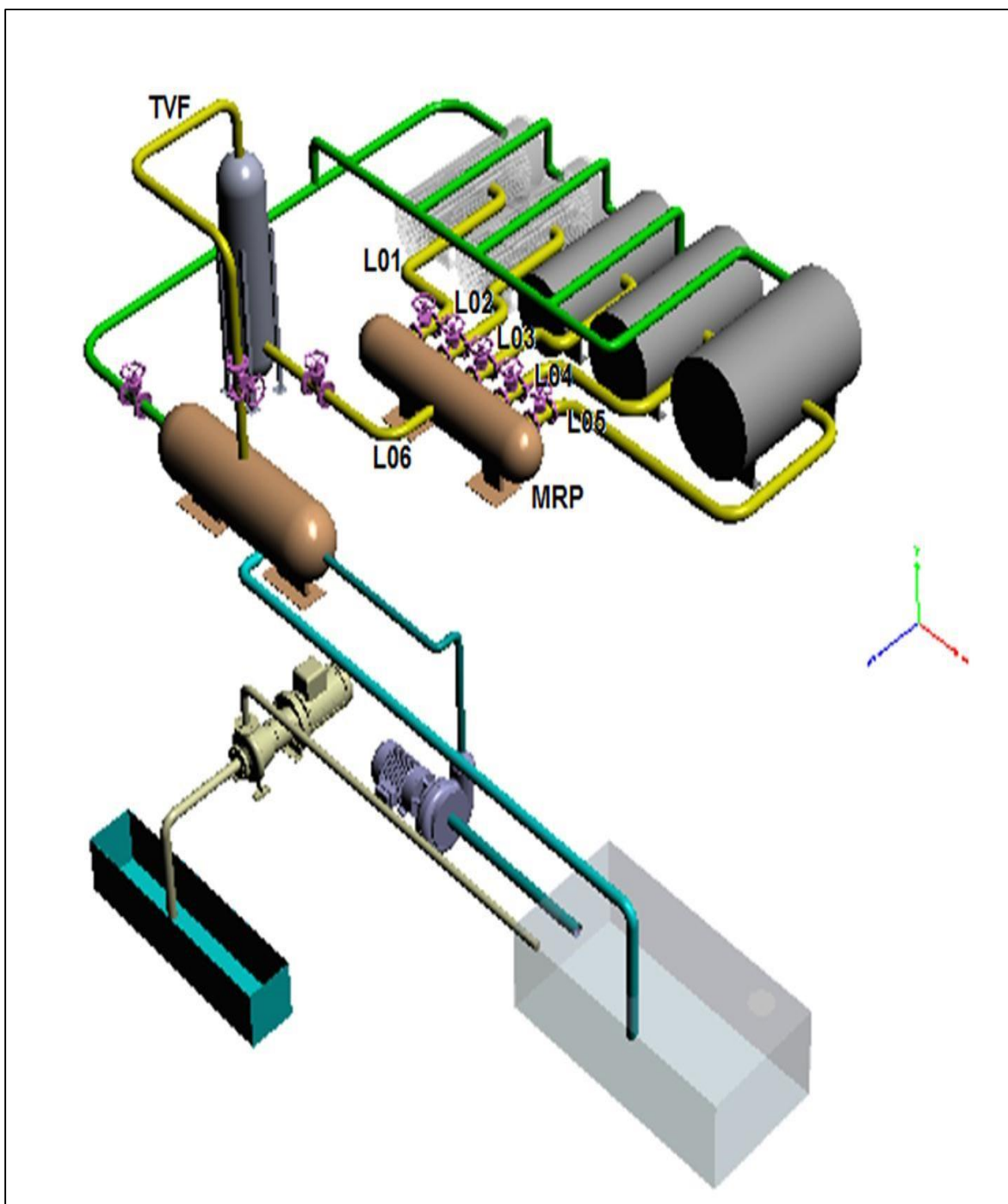


Figura 3.9. Instalación de tanque de revaporizado.

a) Dimensionamiento, selección y accesorios de control del tanque de revaporizado:

Del catálogo del proveedor de tanques de revaporizado Spirax Sarco, seleccionamos el tanque de revaporizado modelo FV18 (Ver Anexo A.6).

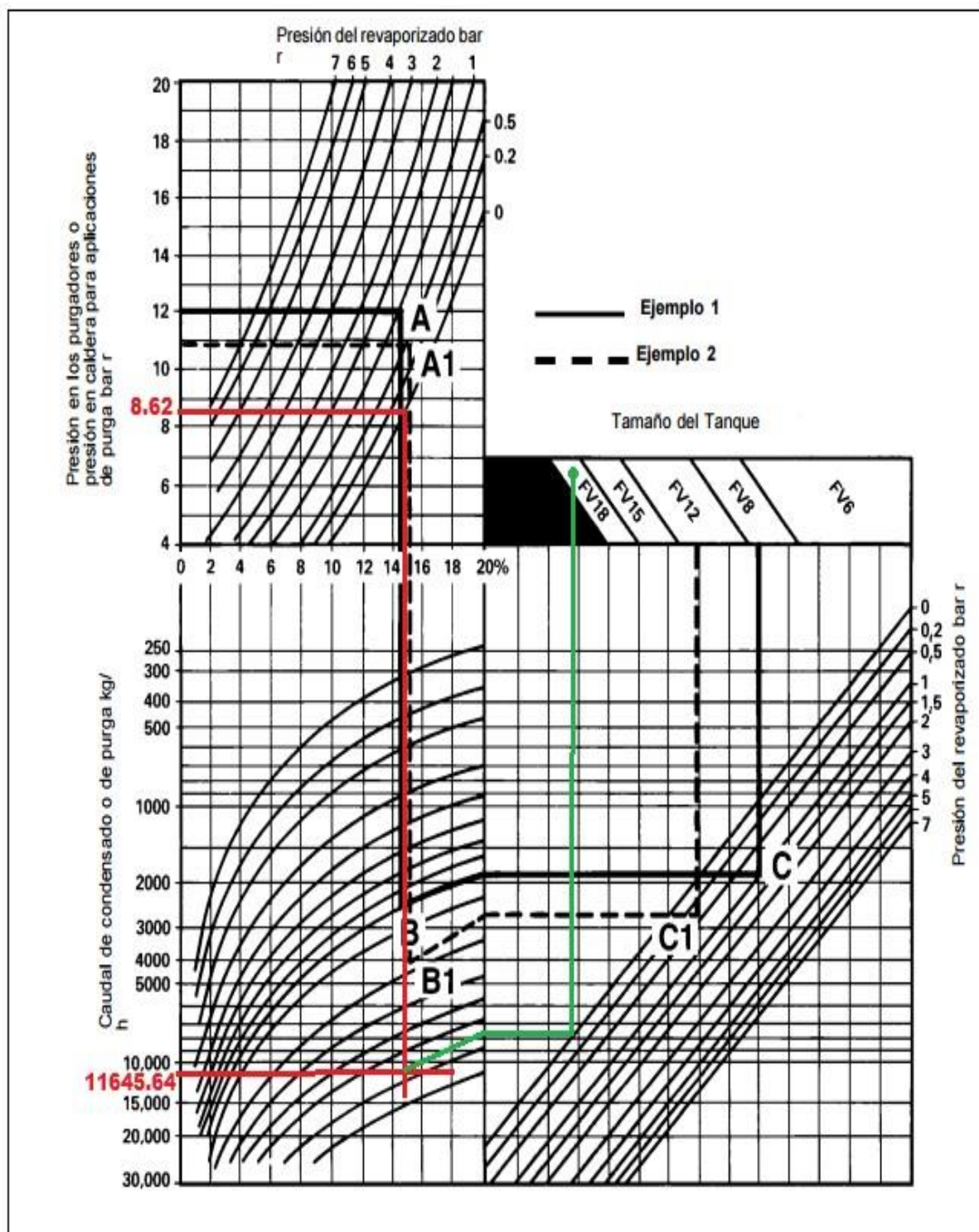


Figura 3.10. Selección del tanque de revaporizado

En la figura 3.11, se muestran las dimensiones del tanque de revaporizado, seleccionado FV18 (Ver Anexo A.6).

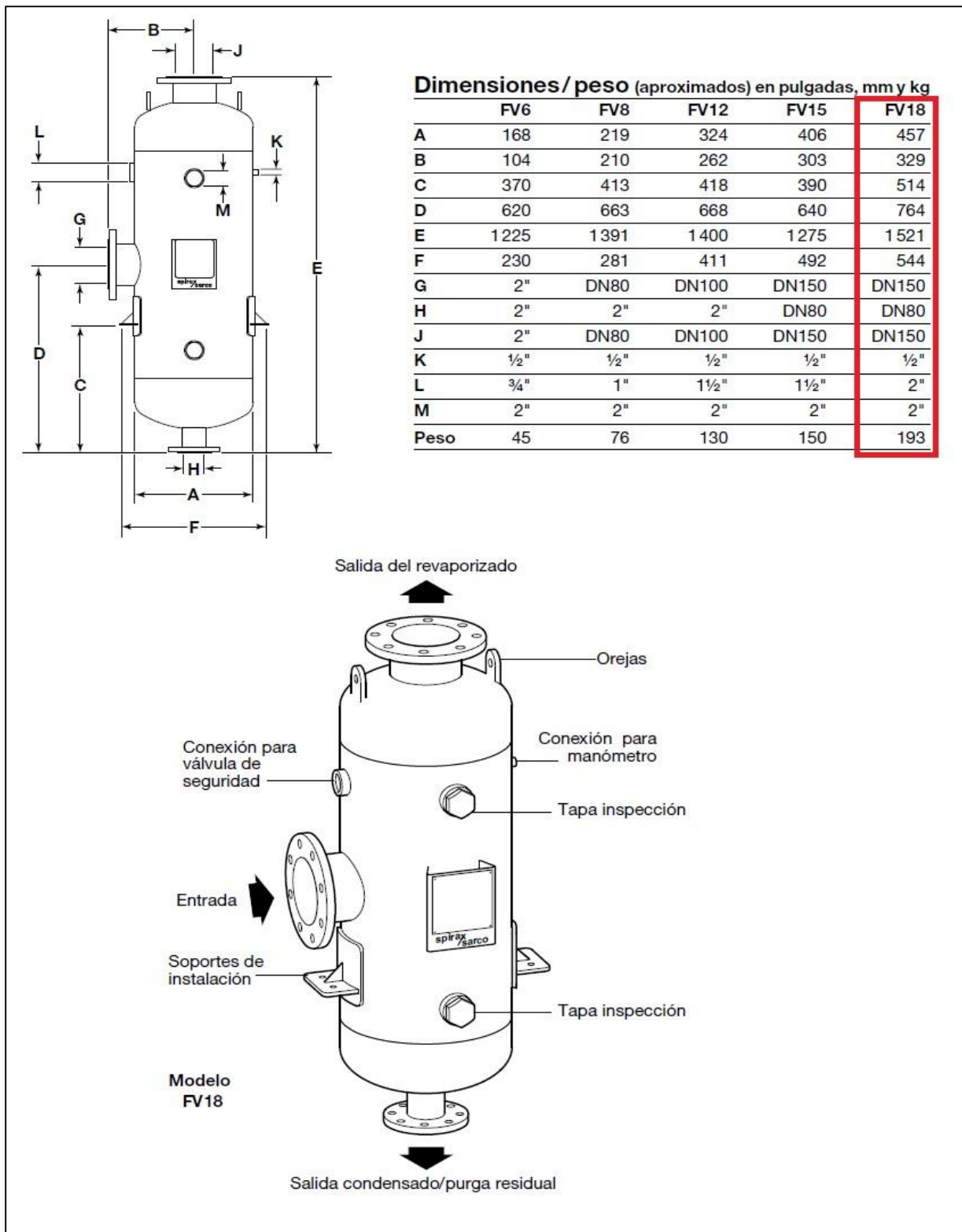
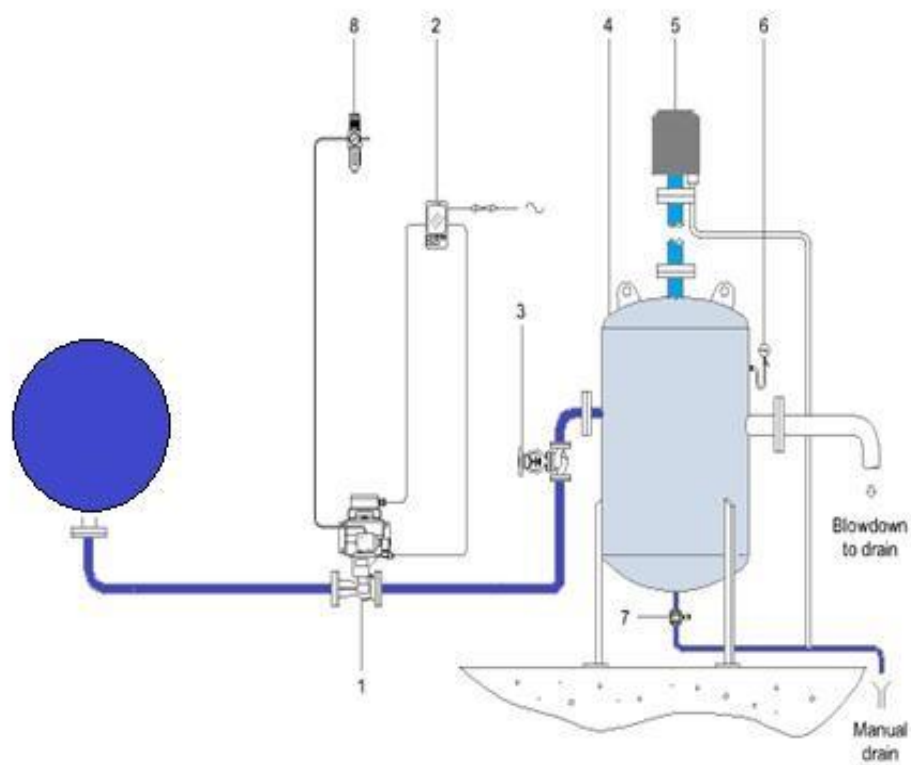


Figura 3.11. Dimensiones y pesos de tanques de revaporizado

En la figura 3.12, se muestran los accesorios para el control automático del tanque de revaporizado FV18, (Ver dimensiones y parámetros de accesorios Anexo A.7)



Descripción de los componentes

Parte	Componente	Función
1	Válvula de Purga de Fondo Automática	para la purga de fondo de la caldera
2	Controlador de Válvula de Purga	control temporizado de purga de caldera
3	Válvula de Interrupción	para aislar el tanque de purgas para el mantenimiento
4	Tanque de Purga	para recolectar y descargar las purgas de manera segura
5	Cabezal de Venteo	para descargar de manera segura el revaporizado a baja velocidad
6	Manómetro	para monitorizar la presión en el tanque de purgas
7	Válvula de Purga	para vaciar el tanque de purgas para el mantenimiento

Figura 3.12. Control automático y accesorios del tanque de revaporizado FV18.

b) Dimensionamiento del intercambiador de calor para el calentamiento del agua por vapor flash.

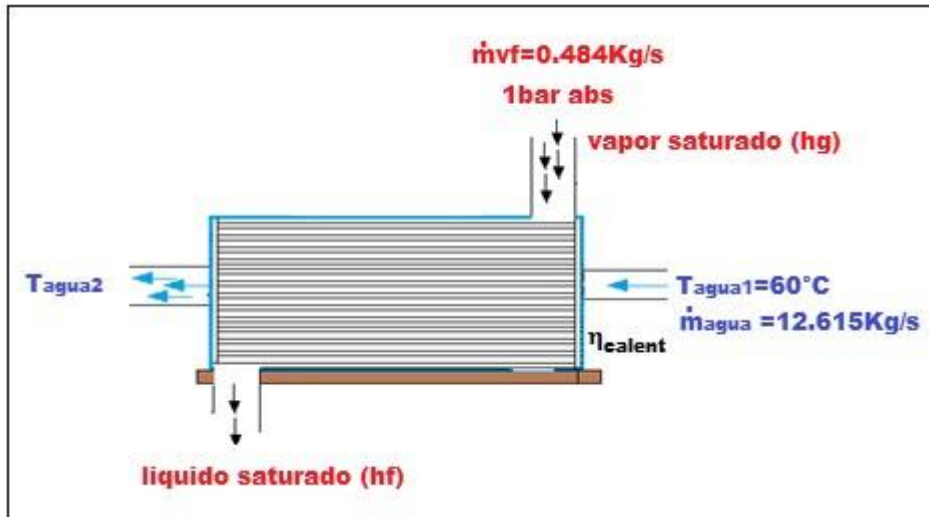


Figura 3.13. Parámetros de operación del calentador de agua por vapor flash.

❖ **Determinación de la temperatura de agua de alimentación con la recuperación de vapor flash:**

Determinamos que el flujo de agua de ingreso a las 5 calderas, que en estado estable, es el mismo que el producido en vapor saturado:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{vtotal}} = 12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Para el cálculo del aumento de temperatura del agua, utilizamos la ecuación de balance de energía:

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} * h_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} * h_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} * c_{p\text{agua}} * (T_{\text{agua2}} - T_{\text{agua1}}) = \dot{m}_{\text{vf}} * (h_g - h_f) * \eta_{\text{calent}}$$

$$T_{\text{agua2}} = \frac{\dot{m}_{\text{vf}} * (h_g - h_f) * \eta_{\text{calent}}}{\dot{m}_{\text{agua}} * c_{p\text{agua}}} + T_{\text{agua1}}$$

Dónde:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \text{ (Tabla 3.1)}$$

$$T_{\text{agua1}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (Valor actual de la temperatura del agua de alimentación)}$$

$$\dot{m}_{\text{v,f}} = 0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \text{ (Tabla 3.12)}$$

$$\eta_{\text{calent}} = 95 \% \text{ (considerando aislante de lana mineral)}$$

$$h_f = 417.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (Anexo A.1)}$$

$$C_{p_{\text{agua}}} = 2675.4 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \text{ (Anexo A.1)}$$

$$12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 4.20 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (T_{\text{agua}_2} - 60)^\circ\text{C} = 0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (2675.4 - 417.5) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} * 0.95$$

$$T_{\text{agua}_2} = \frac{0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (2675.4 - 417.5) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} * 0.95}{12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 4.187 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}} + 60^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{agua}_2} = 80^\circ\text{C}$$

❖ **Coeficiente de transferencia de calor interior (agua):**

_ Temperatura media del agua en el calentador:

$$(T_m)_{\text{agua}} = \frac{T_{\text{agua}_1} + T_{\text{agua}_2}}{2}$$

$$(T_m)_{\text{agua}} = \frac{60^\circ\text{C} + 80^\circ\text{C}}{2}$$

$$(T_m)_{\text{agua}} = 70^\circ\text{C}$$

_ Propiedades termofísicas del agua:

Tabla 3.13. Propiedades termofísicas del agua a la temperatura media (Anexo A.8).

Parámetro físico	Densidad ρ	Viscosidad Dinámica (μ)	Viscosidad cinemática (γ)	Conductividad térmica (K)	Número de Prandtl (Pr)
Valor	977.734	$403.875 * 10^{-6}$	$4.131 * 10^{-7}$	0.663	2.552
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Pa.s	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional

_ Número de tubos de agua en el calentador: considerando

$$N_t = 12 \times 12 = 144$$

_ Flujo másico de agua por cada tubo:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{u,t} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{N_t} = \frac{12.615}{144} = 0.0876 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

_ Velocidad del agua en los tubos: recomendada (Anexo **A.9**)

$$U_{\text{agua}} = 1.3 \text{ m/s}$$

_ Diámetro interior de los tubos:

$$\dot{m}_{u,t} = \rho_{\text{agua}} * U_{\text{agua}} * S$$

$$S = \frac{\dot{m}_{u,t}}{\rho_{\text{agua}} * U_{\text{agua}}}$$

$$S = \frac{0.0876}{977.734 * 1.3} = 6.8919 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S = 6.8919 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

Se tiene:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4}$$

$$6.8919 * 10^{-5} = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4}$$

$$d_{\text{int}} = 0.00936 \text{ m} = 9.36 \text{ mm} = 0.36 \text{ in}$$

□ Normalizando el diámetro de la tubería, ASTM A-53, Grado A, al Sí, cédula 40 (Anexo **A.10**)

- Diámetro nominal: 1/4 in
- Diámetro interior: 0.36 in (9.144 mm)
- Diámetro exterior: 0.54 in (13.716 mm)
- Espesor de la tubería: 0.09 in (2.286 mm)

_ Recalculo de la velocidad del agua:

$$U_{\text{agua}} = \frac{\dot{m}_{u,t}}{\rho_{\text{agua}} * S}$$

La superficie transversal de transferencia de calor normalizada es :

$$: 0.10 \text{ in}^2 = 6.4516 * 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (Anexo A.10)}$$

Reemplazando:

$$U_{\text{agua}} = \frac{0.0876}{977.734 * 6.4516 * 10^{-5}} = 1.388 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

_ Número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{U_{\text{agua}} * d_{\text{int}}}{\gamma_a}$$

$$\text{Re} = \frac{1.388 * 0.009144}{4.131 * 10^{-7}} = 30723.5$$

_ Número de Nusselt:

$$\text{Nu} = 0.0263 * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu} = 0.0263 * (30723.5)^{0.8} * (2.552)^{0.4} = 148.83$$

$$\text{Nu} = 148.83$$

El coeficiente de convección interno sería:

$$h_{\text{int}} = \frac{\text{Nu} * K}{d_{\text{int}}}$$

$$h_{\text{int}} = \frac{148.83 * 0.663}{0.009144}$$

$$h_{\text{int}} = 10791.15 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

❖ Coeficiente de transferencia de calor exterior (vapor flash):

En la tabla 3.14, se detallan los parámetros físicos del vapor flash (Anexo A.11).

Tabla 3.14. Parámetros físicos del vapor flash a 1 bar absoluto.

Parámetro físico	Densidad vapor ρ_v	Viscosidad cinemática γ	Conductividad térmica K_v	Número de Prandtl Pr
Valor	0.590	2.95 $\times 10^{-7}$	0.679	1.756
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\text{m}^2\text{---s}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional

Nota: La viscosidad cinemática en fase líquida se obtuvo dividiendo la viscosidad dinámica en fase líquida $282.914 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ entre la densidad en fase

líquida $958.632 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, obteniendo: $2.95 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

_ Flujo másico de vapor flash: 0.484 Kg/s _

Dimensionamiento de la carcasa:

- Luz mínima entre tubo y tubo: 10 mm
- Número de tubos laterales: 12
- Número de tubos transversales: 12
- Distancia entre tubo y tubo de agua:

$$X = d_{\text{ext}} + \text{luz} = 13.716\text{mm} + 10\text{mm} = 23.716 \text{ mm} = 0.934 \text{ in}$$

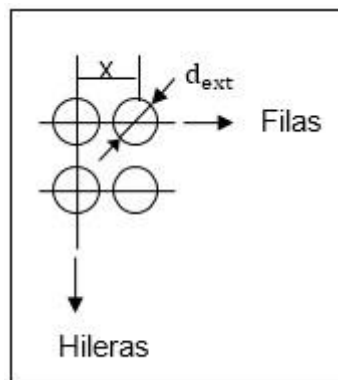
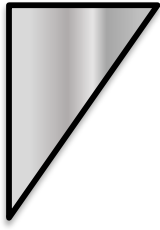


Figura 3.14. Distribución de los tubos de agua.

El diámetro interior de la coraza sería:



$$\frac{(\quad)(\quad)}{4} - \frac{(\quad)(\quad)}{4} - \frac{(\quad)(\quad)}{4}$$

- Considerando un espesor de 1/8 in (3.175mm), el diámetro exterior del calentador sería:

_ Área de circulación del vapor flash.

$$A_v = \frac{\pi * D_{int}^2}{4} - n \left(\frac{\pi * d_{ext}^2}{4} \right)$$

$$A_v = \frac{\pi}{4} (D_{int}^2 - n d_{ext}^2)$$

$$A_v = \frac{\pi}{4} (0.4025^2 - 144 * (0.013716)^2) = 0.106 \text{ m}^2$$

_ Velocidad del vapor flash en los tubos:

$$\dot{m}_{vf} = \rho_{vf} * U_{vf} * A_v$$

$$U_{vf} = \frac{\dot{m}_{vf}}{\rho_{vf} * A_v}$$

$$U_{vf} = \frac{0.484 \text{ Kg/Seg}}{0.59 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 0.106 \text{ m}^2}$$

$$U_{vf} = 7.74 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

_ Diámetro hidráulico:

$$d_h = \frac{D_{int}^2 - n d_{ext}^2}{D_{int} + n d_{ext}}$$

$$d_h = \frac{(0.4025 \text{ m})^2 - (144) (0.013716 \text{ m})^2}{(0.4025 \text{ m}) + (144)(0.013716 \text{ m})}$$

$$dh = 0.0567\text{m}$$

_ Número de Reynolds:

$$\begin{aligned} \text{Re}_v &= \frac{U_{vf} * dh}{\gamma_v} \\ \text{Re}_v &= \frac{7.74 * 0.0567}{2.95 * 10^{-7}} \\ \text{Re}_v &= 1487654.2 \end{aligned}$$

_ Número de Nusselt:

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0.0263 * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^{0.3} \\ \text{Nu} &= 0.0263 * (1487654.2)^{0.8} * (1.756)^{0.3} \\ \text{Nu} &= 2699.70 \end{aligned}$$

El coeficiente de convección externo, sería:

$$\begin{aligned} h_{\text{ext}} &= \frac{\text{Nu} * K_v}{dh} \\ h_{\text{ext}} &= \frac{2699.70 * 0.679}{0.0567} \\ h_{\text{ext}} &= 32329.74 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \end{aligned}$$

❖ **Coeficiente Global de transferencia calor :**

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{e_{\text{tubo}}}{K_{\text{tubo}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} + R_{\text{vapor}} + R_{\text{agua}}}$$

Del (Anexo **A.12**), obtenemos las resistencias de incrustación o ensuciamiento: □

Resistencia térmica debida a la incrustación para el vapor: $R_{\text{vapor}} =$

$$0.000088 \frac{\text{m}^2\text{°C}}{\text{W}}$$

□ Resistencia térmica debida a la incrustación del agua: $R_{\text{agua}} = 0.000088 \frac{\text{m}^2\text{°C}}{\text{W}}$

□ Conductividad térmica del acero: $K_{\text{tubo}} = 49.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$ (Anexo A.13)

Nota: La conductividad se determinó a la máxima que están expuestos los tubos de agua a 1bar (99.6°C) equivalente a $372.6^{\circ}\text{K} \approx 400^{\circ}\text{K}$.

Remplazando:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{10791.15} + \frac{2.286 * 10^{-3}}{49.8} + \frac{1}{32329.74} + 0.000088 + 0.000088}$$

$$K_G = 2894.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

❖ **Variación de temperatura media logarítmica:**

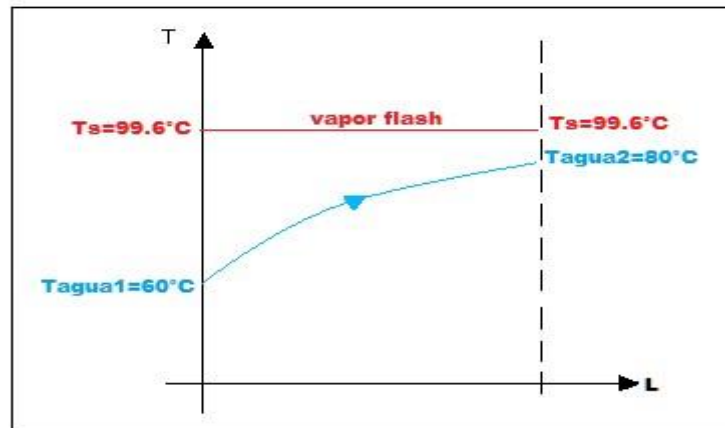


Figura 3.15. Variación de temperatura media logarítmica.

Tenemos:

$$\Delta T_{mL} = \frac{T}{\ln \left(\frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min} + T}{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min} - T} \right)}$$

Donde:

$$T = T_{\text{agua2}} - T_{\text{agua1}} = 80 - 60 = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\max} = T_s - T_{\text{agua1}} = 99.6 - 60 = 39.6^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = T_s - T_{\text{agua2}} = 99.6 - 80 = 19.6^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando:

$$\Delta T_{mL} = \frac{20}{\ln \left(\frac{39.6 + 19.6 + 20}{39.6 + 19.6 - 20} \right)} = 28.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{mL} = 28.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

❖ **Calor útil del calentador de agua por vapor flash:**

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_{\text{agua}} * c_{p\text{agua}} * (T_{\text{agua}_2} - T_{\text{agua}_1})$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 12.615 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * 4.20 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} * (80 - 60)^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 1059.66 \text{ KW}$$

❖ **Superficie de intercambio de calor total:**

$$Q_{\text{util}} = \frac{K_G * S_{IC} * \Delta T_{ml}}{1000}$$

Despejando la superficie:

$$S_{IC} = \frac{1000 * Q_{\text{util}}}{K_G * \Delta T_{ml}}$$

$$S_{IC} = \frac{1000 * 1059.66}{2894.3 * 28.44}$$

$$S_{IC} = 12.873 \text{ m}^2$$

❖ **Longitud de los tubos de agua en el calentador por vapor flash:**

$$S_{IC} = \pi * d_{\text{ext}} * N * L$$

Tenemos:

$$L = \frac{S_{IC}}{\pi * d_{\text{ext}} * N}$$

Reemplazando:

$$L = \frac{12.873}{\pi * 0.013716 * 144}$$

$$L = 2.075 \text{ m} = 81.70 \text{ in}$$

En la figuras 3.16, 3.17 y 3.18 se muestran las principales dimensiones calculadas del intercambiador de calor.

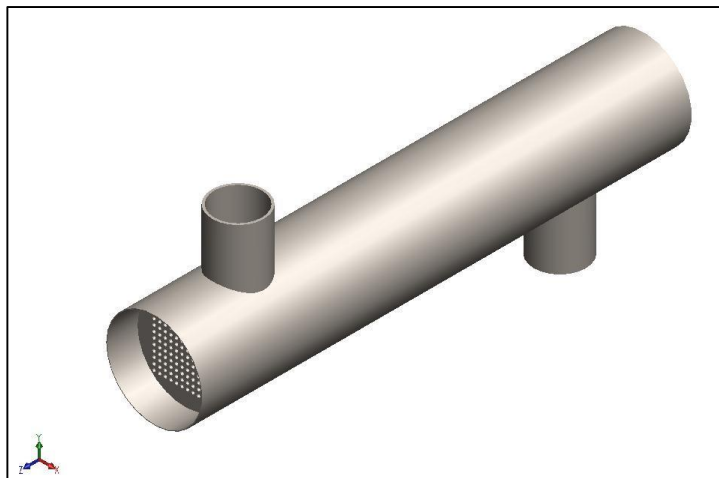


Figura 3.16. Vista isométrica del intercambiador de calor

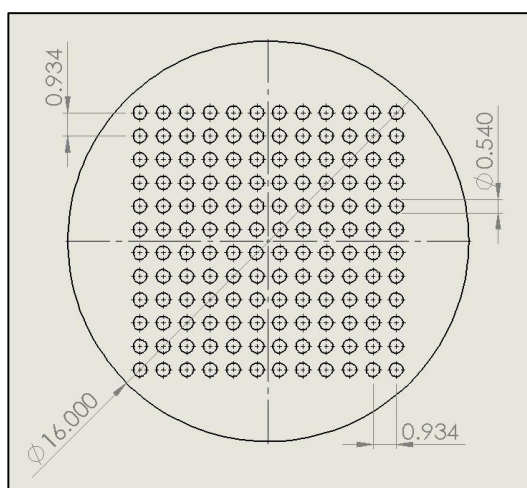


Figura 3.17. Vista lateral.

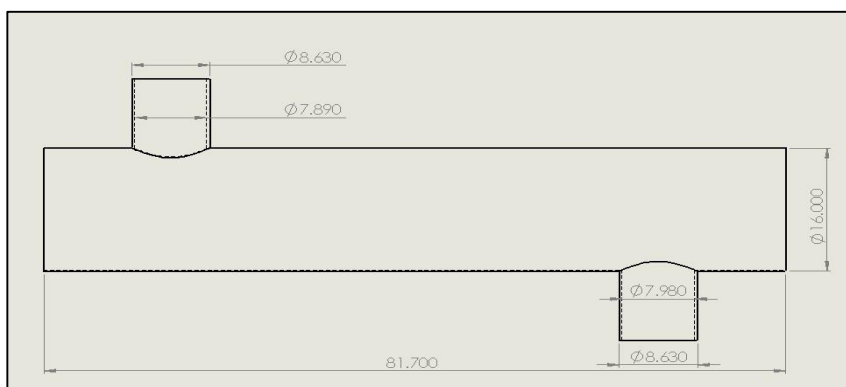


Figura 3.18. Vista lateral

c) Dimensionamiento de la red de tuberías:

❖ Líneas de purgas: Caldero

Pirotubular de 800 BHP ✓ Línea 05:

□ Flujo másico de purga: 0.875 Kg/s (Tabla 3.7).

□ Estado del fluido: Purgas en líquido saturado. □

Velocidad admisible de purgas: $20.3 \frac{m}{s}$ (Anexo A.9) □

Presión de servicio: 9.62bar absolutos.

□ Densidad de las purgas: $888.913 \frac{Kg}{m^3}$

□ Longitud: 7m

Diámetro interior de la tubería:

$$\dot{m}_p = \rho_p * U_p * S$$

$$0.875 = 888.913 * 20.3 * S$$

$$S = 4.849 * 10^{-5} m^2$$

Se tiene:

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4}$$

$$4.849 * 10^{-5} = \frac{\pi * d_{int}^2}{4}$$

$$d_{int} = 0.007857 m = 5.79 mm = 0.31 in$$

Calculo mecánico para determinar el número de cedula (SCH)

$$N^{\circ} \text{ Cedula} = 1000 * \frac{P}{\sigma}$$

Para la aleación del metal.se tiene esfuerzo admisible en tubería (σ)

$$P = 9.62 \text{ bar}$$

$$\sigma = 840 \text{ bar}$$

$$N^{\circ} \text{ Cedula} = 1000 * \frac{9.62 \text{ bar}}{840 \text{ bar}} = 11.45 \cong 40$$

□ Normalizando al diámetro nominal de la tubería, ASTM A-53, Grado A, al Sí, cédula 40 (Anexo A.10).

$$D_n = 1/4 \text{ pulg, SCH 40}$$

$$\text{Dimensiones} = \begin{cases} d_{\text{ext}} = 0.54 \text{ pulg} = 13.716 \text{ mm} \\ d_{\text{int}} = 0.36 \text{ pulg} = 9.144 \text{ mm} \\ \text{espesor} = 0.09 \text{ pulg} = 2.286 \text{ mm} \end{cases}$$

_ Recalculo de la velocidad de las purgas:

$$U_p = \frac{\dot{m}_p}{\rho_p * S}$$

La superficie de transferencia de calor normalizada: $0.10 \text{ in}^2 = 6.4516 * 10^{-5} \text{ m}^2$
(Anexo A.10)

Reemplazando:

$$U_p = \frac{0.875}{888.913 * 6.4516 * 10^{-5}} = 15.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En la tabla 3.15, se muestran las dimensiones y velocidad real de purgas en las líneas 02, 03, 04 y 05, bajo la misma metodología de cálculo. Todas las tuberías son de material ASTM A-53, Grado A, al Sí, cédula 40.

Tabla 3.15. Dimensiones de tuberías y velocidad de purga.

Línea	Longitud, m	Diámetro nominal	Diámetro exterior, in	Diámetro interior, in	Espesor, in	Velocidad real, m/s

01	7	1/8	0.41	0.27	0.07	13.8
02	4	1/8	0.41	0.27	0.07	14.21
03	4	1/8	0.41	0.27	0.07	18.45
04	7.5	1/4	0.54	0.36	0.09	13.27
05	12.5	1/4	0.54	0.36	0.09	15.26
06	11	1/2	0.84	0.62	0.11	18.80

❖ Dimensionamiento del Manifold recolector de purgas

- Flujo másico de purga total: $3.234 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$ (Tabla 3.7).
- Estado del fluido: Purgas en líquido saturado.
- Velocidad admisible en tubos colectores de purgas: $0.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Anexo A.9)
- Presión de servicio: 9.62 bar absolutos.
- Densidad de las purgas: $888.913 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
- Longitud: 3m
- Diámetro interior de la tubería:

$$\dot{m}_p = \rho_p * U_p * S$$

$$3.234 = 888.913 * 0.76 * S - 1.7922 * 10^{-4}$$

$$S = 4.79 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se tiene:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4}$$

$$4.787 * 10^{-3} = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4}$$

$$d_{\text{int}} = 0.0781 \text{ m} = 78.1 \text{ mm} = 3.1 \text{ in}$$

- Normalizando el diámetro de la tubería, ASTM A-53, Grado A, al Sí, cédula 40 (Anexo **A.10**)
 - Diámetro nominal: 3 ½ in
 - Diámetro interior: 3.55 in (90.17 mm)

- Diámetro exterior: 4 in (101.6 mm)
- Espesor de la tubería: 0.225 in (5.715 mm)

_ Recalculo de la velocidad de la purga:

$$U_p = \frac{\dot{m}_p}{\rho_p * S}$$

La superficie de transferencia de calor normalizada: $9.89 \text{ in}^2 = 6.381 * 10^{-3} \text{ m}^2$
(Anexo **A.10**)

Reemplazando:

$$U_p = \frac{3.234}{888.913 * 6.381 * 10^{-3}} = 0.57 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

❖ Dimensionamiento de la tubería de vapor flash:

- Flujo másico de vapor flash: $0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$ (Tabla 3.12).
- Estado del fluido: vapor saturado.
- Velocidad admisible del vapor flash: $30.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ (Anexo A.9)
- Presión de servicio: 1 bar absolutos.
- Densidad del vapor: $0.59 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
- Longitud: 7 m
- Diámetro interior de la tubería:

$$\dot{m}_{vf} = \rho_{vf} * U_{vf} * S$$

$$0.484 = 0.59 * 30.5 * S$$

$$S = 0.0269 \text{ m}^2$$

Se tiene:

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4}$$

$$0.0269 = \frac{\pi * d_{int}^2}{4}$$

$$d_{int} = 0.185 \text{ m} = 185 \text{ mm} = 7.28 \text{ in}$$

□ Normalizando el diámetro de la tubería, ASTM A-53, Grado A, al Sí, cédula 40 (Anexo **A.10**)

- Diámetro nominal: 8 in
- Diámetro exterior: 8.63 in (219.202 mm)
- Diámetro interior: 7.98 in (202.692 mm)
- Espesor de la tubería: 0.325 in (8.255 mm)

_ Recalculo de la velocidad de la purga:

$$U_{vf} = \frac{\dot{m}_{vf}}{\rho_{vf} * S}$$

La superficie de transferencia de calor normalizada: $50.02 \text{ in}^2 = 0.03227 \text{ m}^2$
(Anexo **A.10**)

Reemplazando:

$$U_{vf} = \frac{0.484}{0.59 * 0.03227} = 25.42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

d) Aislamiento térmico de tuberías, tanque de revaporizado e intercambiador de calor:

❖ **Aislamiento térmico de las tuberías de purgas:**

✓ Línea 05:

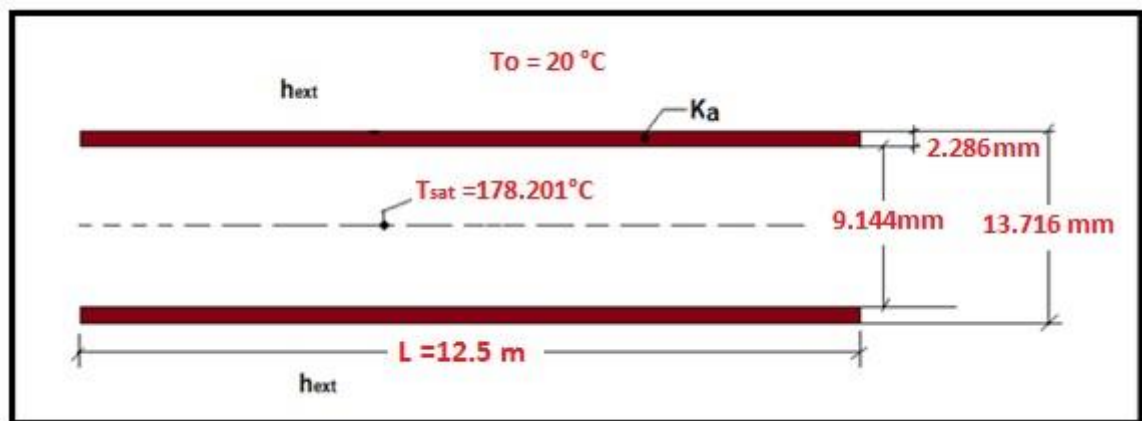


Figura 3.19. Tubería sin aislamiento.

□ Pérdidas de potencia térmica por convección:

_ Con tubería desnuda:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{h_{P \rightarrow \infty} * S_L * (T_{P_{\text{desnuda}}} - T_{\infty})}{1000}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente es:

$$h_{P \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{aire}}}$$

Dónde:

$U_{\text{aire}} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$, velocidad promedio del aire (<https://www.meteoblue.com>)

Tenemos:

$$h_{P \rightarrow \infty} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{P \rightarrow \infty} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}}$$

Superficie lateral de transferencia de calor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

$$S_L = \pi * 0.013716 \text{ m} * 12.5 \text{ m}$$

$$S_L = 0.538626 \text{ m}^2$$

_ Temperatura promedio del medio ambiente:

$$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$$

La temperatura promedio de la superficie exterior: Análisis con la máxima temperatura en la tubería de purgas a 9.62bar absolutos (Anexo A.14)

$$T_{P_{\text{desnuda}}} = 178.201^{\circ}\text{C}$$

Reemplazando

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} * 0.538626 \text{ m}^2 * (178.201 - 20)^{\circ}\text{C}}{1000}$$

$$Q_{P_{\text{desnuda}}} = 2.3143\text{KW}$$

□ Con tubería aislada:

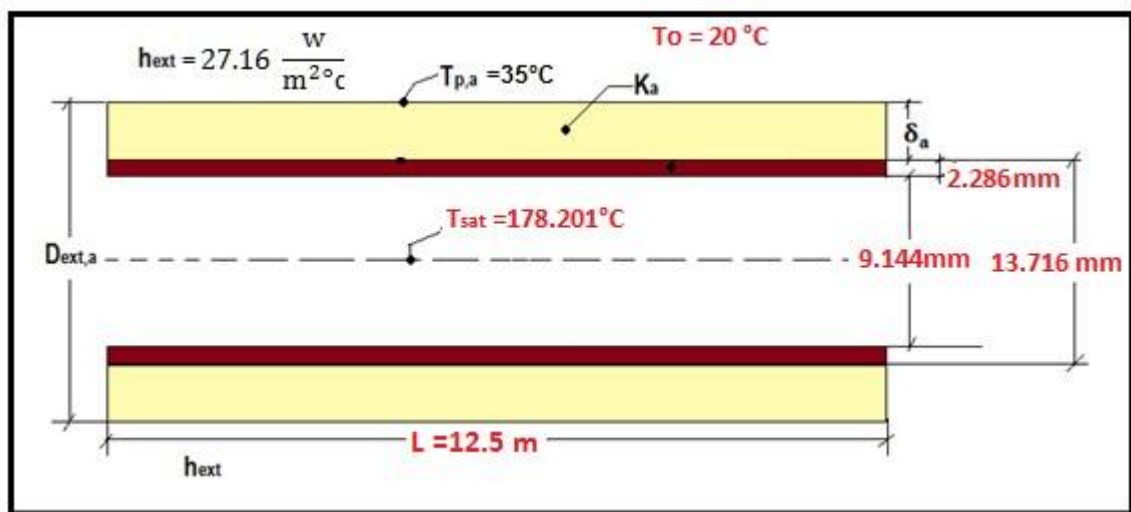


Figura 3.20. Tubería aislada Se

tiene:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

El rendimiento promedio de la lana minera: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 2.3143\text{KW}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 0.115715 \text{ KW}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento-Lana mineral:

$$K_{\text{aislante}} = 0.0204 + 0.000145 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{P_{\text{ext}}} + T_{P_{\text{ext}} \text{ aislante}}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{178.201^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 106.6^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica de la lana mineral, seria:

$$K_{\text{aislante}} = 0.0204 + 1.45 * 10^{-5} * (T_m)$$

$$K_{\text{aislante}} = 0.0204 + 1.45 * 10^{-5} * (106.6)$$

$$K_{\text{aislante}} = 0.0219 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

Trasferencia de calor por conducción en el aislante

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{\left(T_{P_{\text{ext}}} - T_{P_{\text{ext}} \text{ aislante}}\right)}{\left(\frac{1}{2\pi * K_{\text{aisl}} * L}\right) * \ln\left(\frac{d_{\text{ext}} \text{ aislante}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el $D_{\text{ext}} \text{ aislante}$, tenemos:

$$\ln\left(\frac{d_{\text{ext}} \text{ aislante}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_{\text{aisl}} * L * \left(T_{P_{\text{ext}}} - T_{P_{\text{ext}} \text{ aislante}}\right)}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$d_{\text{ext}} \text{ aislante} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_{\text{aisl}} * L * (T_{P_{\text{ext}}} - T_{P_{\text{ext}} \text{ aislante}})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$d_{\text{aislante}}^{\text{ext}} = 0.013716 * e^{\frac{2\pi * 0.0219 * 12.5 * (178.201 - 35)}{115.715}}$$

$$d_{\text{aislante}}^{\text{ext}} = 0.11525 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor del aislante seria:

$$\delta_{\text{aisl.}} = \frac{d_{\text{ext}}^{\text{aisl}} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_{\text{aisl.}} = \frac{0.11525 \text{ m} - 0.013716 \text{ m}}{2}$$

$$\delta_{\text{aisl.}} = 0.0507 \text{ m} = 2 \text{ pulg}$$

□ Número de fardos:

De las especificaciones técnicas de la lana mineral (Anexo A.15), las dimensiones de un fardo son:

- Longitud = $l_{\text{fardo}} = 1200 \text{ mm}$
- Ancho = $a_{\text{fardo}} = 600 \text{ mm}$
- Espesor = $e_{\text{fardo}} = 30 \text{ mm} = 1.18 \text{ pulg}$

Área transferencia de calor:

$$S_{\text{fardo}} = 1.2 \text{ m} * 0.6 \text{ m} = 0.72 \text{ m}^2$$

El número de fardos por cada pulgada de espesor:

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{S_L}{S_{\text{fardo}}}$$

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{0.538626 \text{ m}^2}{0.72 \text{ m}^2}$$

$$N_{\text{fardos/pulg}} = \frac{0.748 \text{ fardos}}{1.18 \text{ pulg}} = 0.634 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{\text{fardos totales}} = N_{\text{fardos/pulg}} * \delta_{\text{aisl.}}$$

$$N_{\text{fardos totales}} = 0.634 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \text{ pulg}$$

$$N_{\text{fardos totales}} = 1.3 \text{ fardos}$$

A través de la misma metodología de cálculo, se presentan en la tabla 3.16, los resultados del aislamiento térmico de las líneas de purgas 02, 03, 04, 05 y 06; manifold recolector; tanque de revaporizado; Línea de vapor flash e intercambiador de calor. Los cálculos fueron efectuados con rendimiento de 95% para la lana mineral.

Tabla 3.16. Resultados del aislamiento térmico

Tubería y/o equipo	Longitud aislada, m	Diámetro exterior aislado, pulg	Temperatura máxima en tubería desnuda, °C	Temperatura máxima en tubería aislada, °C	Calor sin aislante, Watts	Calor con aislante, Watts	Número de fardos
Línea 01	7	0.41	178.201	35	984	49.2	0.85
Línea 02	4	0.41	178.201	35	562	28	0.5
Línea 03	4	0.41	178.201	35	562	28	0.5
Línea 04	7.5	0.54	178.201	35	1389	69	0.8
Línea 05	12.5	0.54	178.201	35	2315	116	1.3
Línea 06	11	0.84	178.201	35	3168	158	1.1
Manifold recolector	3	3.5	178.201	35	4115	206	0.8
Tanque revaporizado	1.525	18	99.6	35	4736.1	236.8	1.4
Línea de vapor flash	7	8.63	99.6	35	10423	521.1	3
Intercambiador de calor	2.075	16	99.6	35	5728.1	286.4	1.6
Total	59.6				32683.1	1634.8	11.65

e) Estructuras y cimentación del intercambiador de calor

❖ **Intercambiador de calor:**

En la figura 3.21, se muestran los sistemas de sujeción: cimientos, placa y pernos para el intercambiador de calor.

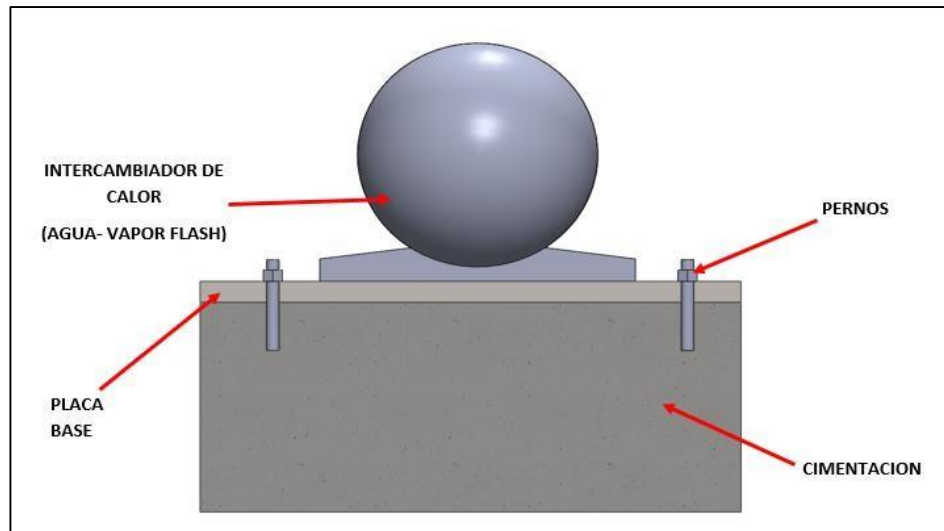


Figura 3.21. Sistemas de sujeción del intercambiador calor.

✓ Peso del intercambiador de calor:

□ Peso de las tuberías de agua:

- Volumen del acero:

$$V_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} = \frac{\pi}{4} * (d_{\text{ext}}^2 - d_{\text{int}}^2) * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} = \frac{\pi}{4} * ((0.013716\text{m})^2 - (0.009144\text{m})^2) * (144 * 2.071)$$

$$V_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} = 0.0245 \text{ m}^3$$

El peso de la tubería, sería:

$$W_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} = V_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} * \gamma_{\text{acero}}$$

Del anexo **A.16**, el peso específico del acero es: $\gamma_{\text{acero}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

Tenemos:

$$W_{\text{Tubería}_{\text{acero}}} = 0.0245\text{m}^3 * 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{Tuberia}_{\text{acero}}} = 1874.25 \text{ N}$$

En Kg, seria

$$m_{\text{Tuberia}_{\text{acero}}} = \frac{W_{\text{Tuberia}_{\text{acero}}}}{g} = \frac{1874.25 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 191 \text{ Kg}$$

□ Peso de la carcasa:

_ Volumen del acero:

$$V_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = \frac{\pi}{4} * (D_{\text{ext}}^2 - D_{\text{int}}^2) * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = \frac{\pi}{4} * ((0.40885\text{m})^2 - (0.4025)^2) * (2.071)$$

$$V_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = 0.00838 \text{ m}^3$$

El peso de la carcasa, seria:

$$W_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = V_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} * \gamma_{\text{acero}}$$

Del anexo **A.16**, el peso específico del acero es: $\gamma_{\text{acero}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

Tenemos:

$$W_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = 0.00838 \text{ m}^3 * 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = 641.07 \text{ N}$$

En Kg, seria:

$$m_{\text{carcasa}_{\text{acero}}} = \frac{W_{\text{carcasa}_{\text{acero}}}}{g} = \frac{641.07 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 65.35 \text{ Kg}$$

□ Peso del agua:

_ Volumen del agua:

$$V_{\text{agua}} = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{agua}} = \frac{\pi * (0.009144\text{m})^2}{4} * (144 * 2.071)\text{m}$$

$$V_{\text{agua}} = 0.02 \text{ m}^3$$

El peso del agua, seria:

$$W_{\text{agua}} = V_{\text{agua}} * \gamma_{\text{agua}}$$

El peso específico del agua,

$$\gamma_{\text{agua}} = \rho_{\text{agua}} * g = 977.734 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9591.57 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{\text{agua}} = 0.02 \text{ m}^3 * 9591.57 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$W_{\text{agua}} = 191.83 \text{ N}$$

En Kg seria:

$$m_{\text{agua}} = \frac{W_{\text{agua}}}{g} = \frac{191.83 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 19.55 \text{ Kg}$$

□ Peso del vapor flash:

_ Volumen del vapor flash:

$$V_{\text{vf}} = A_v * L_{\text{total}}$$

$$V_{\text{vf}} = 0.106\text{m}^2 * 2.071\text{m}$$

$$V_{\text{vf}} = 0.22 \text{ m}^3$$

El peso del vapor, seria:

$$W_{\text{vf}} = V_{\text{vf}} * \gamma_{\text{vf}}$$

El peso específico del vapor:

$$\gamma_{\text{vf}} = \rho_{\text{vf}} * g \rightarrow \gamma_{\text{vf}} = 0.59 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 5.80 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Tenemos:

$$W_{vf} = 0.22\text{m}^3 * 5.80 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$W_{vf} = 1.3 \text{ N}$$

En Kg seria:

$$m_{vf} = \frac{W_{vf}}{g} = \frac{1.3 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.133 \text{ Kg}$$

El peso total, que soportarían los cimientos, seria:

$$W_{\text{total}} = W_{\text{tubería}} + W_{\text{carcasa}} + W_{\text{agua}} + W_{vf}$$

$$W_{\text{total}} = 1874.25 + 641.07 + 191.83 + 1.3$$

$$W_{\text{total}} = 2708.45 \text{ N}$$

✓ Dimensionamiento de la placa base:

□ Peso total que soporta la placa base:

$$W_{\text{total}} = 2708.45 \text{ N}$$

□ Espesor de la placa:

El intercambiador de calor es de dimensiones 2.071m x 0.40885m por lo consiguiente las dimensiones de la placa base serian 2.5m x 1 m.

Mediante la teoría de falla, por el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{W_{\text{total}}}{A}$$

El área de la placa sometida a esfuerzo cortante es: $A = 1\text{m} * t$, por lo tanto el esfuerzo cortante de trabajo seria:

$$\tau = \frac{2708.45}{1 * t} = \frac{2708.45}{t}$$

Esfuerzo cortante máximo de la placa por diseño: las placas bases serán de material ASTM A-36, por lo tanto el esfuerzo de fluencia es 250MPa.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{250 * 10^6 \text{ Pa}}{2} = 125 * 10^6 \text{ Pa}$$

Factor de seguridad: considerando un factor de seguridad de 3

$$n = \frac{\tau_{\max}}{\tau}$$

$$3 = \frac{125 * 10^6 \text{ Pa}}{\frac{2708.45}{t}}$$

El espesor se la placa normalizada, seria:

$$t = \frac{1}{8} \text{ in} = 0.003175 \text{ m}$$

✓ Diámetro de los pernos:

□ Fuerza cortante por cada perno:

Son 4 pernos en la placa.

$$V_{\text{Perno}} = \frac{W_{\text{total}}}{N^{\circ} \text{ pernos}} = \frac{2708.45 \text{ N}}{4} = 677.11 \text{ N}$$

□ Esfuerzo cortante máximo por diseño del perno:

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2}$$

Seleccionamos pernos con clase de resistencia 5.8 con esfuerzo de fluencia de 38 Kg/mm² (373MPa). Anexo **A.17**, se muestran las dimensiones y características

$$\tau_{\max} = \frac{373 \text{ MPa}}{2}$$

$$\tau_{\max} = 186.5 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad: para un factor de seguridad de 3.

$$n = \frac{\tau_{\max}}{\tau}$$

Despejando el esfuerzo cortante de trabajo,

$$\tau = \frac{\tau_{\max}}{n}$$

Dónde:

$$\frac{V_{\text{perno}}}{A_{\text{perno}}} = \frac{\tau_{\text{max}}}{n}$$

El área transversal de cada perno sería:

$$A_{\text{perno}} = \frac{n * V_{\text{perno}}}{\tau_{\text{max}}}$$

Sustituyendo el área en función del diámetro del perno, tenemos:

$$\pi * d_{\text{perno}} * t = \frac{n * V_{\text{perno}}}{\tau_{\text{max}}}$$

Despejando el diámetro del perno:

$$d_{\text{perno}} = \frac{n * V_{\text{perno}}}{\tau_{\text{max}} * \pi * t}$$

El diámetro de los pernos normalizado sería:

$$d_{\text{perno}} = \frac{3 * 677.11}{186.5 * 10^6 * \pi * 3.175 * 10^{-3}}$$

$$d_{\text{perno}} \approx \frac{1}{4} \text{ in} = 0.00635 \text{ m}$$

✓ Dimensionamiento de la base de cimentación:

Tenemos:

□ Peso de intercambiador de calor:

$$W_{\text{total}} = 2708.45 \text{ N}$$

□ Peso de la placa:

$$P_{\text{Placas}} = \gamma_{\text{acero}} * V_{\text{placa}}$$

□ El peso de las placas sería:

$$P_{\text{Placa}} = 76.5 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * (2.5 * 1 * 3.175 * 10^{-3}) \text{ m}^3$$

$$P_{\text{Placa}} = 607.22 \text{ N}$$

□ El peso neto que soportaría la cimentación, sería:

$$w_t = 2708.45 \text{ N} + 607.22 \text{ N}$$

$$w_t = 3315.67 \text{ N}$$

□ Altura y ancho de los cimientos:

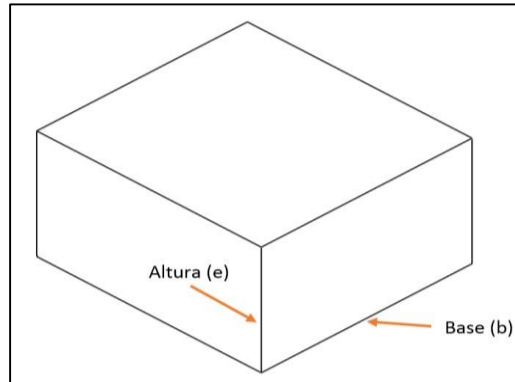


Figura 3.22. Esquema de la cimentación.

El ancho y la altura de la cimentación se pueden determinar, según la formulación:

$$b^2 = \frac{W_t}{(\sigma_{adm})_{\text{terreno}} - \gamma_{\text{terreno}} * e}$$

Dónde:

b: Ancho y el largo del cimiento.

e: Altura del cimiento, para el cálculo se tomara $e=b/2$

Tenemos:

$(\sigma_{adm})_{\text{terreno}} = 380 \text{ KPa}$ (Terreno grava compacta) (Anexo **A.18**).

$\gamma_{\text{terreno}} = 22 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}$ (Peso específico promedio para terrenos). Remplazando:

$$b^2 = \frac{3315.67 \text{ N}}{(380 * 10^3 \text{ Pa}) - (22 * 10^3) * \frac{b}{2}}$$

$$b = 0.2645894 \text{ m} = 264.5894 \text{ mm}$$

Podemos concluir, que se necesita de un ancho y largo como mínimo de 264mm, por lo tanto las dimensiones del cimiento serian:

- Largo: 2.6 m
- Ancho: 1.1 m
- Profundidad: $1.1/2 = 0.55$ m.

Verificación de la base de concreto:

$$\sigma_{\text{efectuado}} < (\sigma_{\text{adm}})_{\text{terreno}}$$

$$\frac{F_t}{A} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$\frac{3315.67}{2.6 * 1.1} < 380 * 10^3 \text{ Pa}$$

$$1159.3 \text{ Pa} < 380000 \text{ Pa}$$

Podemos decir que las dimensiones de la base de cimiento son satisfactorias.

3.4. Planta Ribaud S.A en Condiciones energéticas de mejora:

a) Calor útil de las calderas pirotubulares:

□ Caldera de 800BHP:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * \left(h_1 - h_{\text{agua}}_{60^\circ\text{C}} \right) - \dot{m}_v * \left(h_1 - h_{\text{agua}}_{80^\circ\text{C}} \right)$$

$$\Delta \dot{Q}_{\text{util}} = \dot{m}_v * \left(h_{\text{agua}}_{80} - h_{\text{agua}}_{60^\circ\text{C}} \right)$$

Dónde:

$$\dot{m}_v = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_1 = 2774.7 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{agua}}_{60^\circ\text{C}} = 251.1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{agua}}_{80^\circ\text{C}} = 334.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\Delta \dot{Q}_{\text{util}} = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * (334.9 - 251.1) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\Delta \dot{Q}_{\text{util}} = 291.624 \text{ Kw}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400BHP-1, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP, la potencia térmica útil ganada de los calderos en estado de mejora es:

Tabla 3.17. Resultados de las potencias térmicas útiles ganada de los calderos pirotubulares

Caldero Pirotubular	\dot{Q}_{util} [Kw]
400 BHP-01	145.812
400 BHP-02	145.812
600 BHP	218.718
700 BHP	255.171
800 BHP	291.624

b) Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash

□ Ahorro de combustible en caldera de 800 BHP:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util}}}{\left(\text{PCI} + h_{\text{cble}} + R_{\text{aire cble}} * h_{\text{aire}} \right) * \eta_{\text{cald}}}$$

Datos:

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 291.624 \text{ Kw}$$

$$\text{PCI} = 40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{cble}} = 178.75 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$R_{\text{aire cble}} = 28.82 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg cble}}$$

$$h_{\text{aire}} = 90.72 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\eta_{\text{cald}} = 0.7592$$

Reemplazando:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = \frac{291.624}{(40353.28 + 178.75 + 28.82 * 90.72) * 0.7592}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = 8.914 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 32.1 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 8.87 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

Realizando el mismo procedimiento para los calderos 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP. El ahorro ganado en combustible petróleo bunker por cada caldera pirotubular, sería:

Tabla 3.18. Resultados del ahorro de combustible petróleo bunker.

Caldero Pirotubular	$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$	$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} \left[\frac{\text{Gal}}{\text{h}} \right]$
400 BHP-01	$4.245 * 10^{-3}$	4,204
400 BHP-02	$4.26 * 10^{-3}$	4,211
600 BHP	$6.532 * 10^{-3}$	6,457
700 BHP	$7.607 * 10^{-3}$	7,521
800 BHP	$8.914 * 10^{-3}$	8,703
Total	$31.558 * 10^{-3}$	31.1

Tabla 3.19. Consumo de combustible de los calderos pirotubulares en estado actual y mejora

Caldero Pirotubular	$\dot{m}_{\text{cble}} \text{ actual} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$	$\dot{m}_{\text{cble}} \text{ mejora} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$
400 BHP-01	0.1371	0.132855
400 BHP-02	0.1379	0.13364
600 BHP	0.2094	0.202868
700 BHP	0.2443	0.236693
800 BHP	0.2828	0.273886
Total	1.0115	0.979942

c) Rendimiento energético en mejora de las calderas pirotubulares:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_v * \left(h_1 - h_{\text{agua}} \right) + \dot{Q}_{\text{purgas}}}{\dot{m}_{\text{cble}}_{\text{mejora}} * \text{PCI}}$$

□ Para la caldera de 800 BHP:

Datos:

$$\dot{m}_v = 3.48 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$h_1 = 2774.70 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{agua}} = 334.9 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}_{80^\circ\text{C}}$$

$$\dot{Q}_{\text{purgas}} = 318.20 \text{ Kw}$$

$$\dot{m}_{\text{cble}}_{\text{mejora}} = 0.273886 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\text{PCI} = 40353.28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Reemplazando:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{3.48 * (2774.70 - 334.9) + 587.294}{0.273886 * 40353.28}$$

$$\eta_{\text{cald}}_{\text{mejorada}} = 0.821 = 82.10\%$$

Se efectúa el mismo procedimiento para los calderos 400BHP-01, 400BHP-02, 600BHP y 700BHP.

Tabla 3.20. Rendimiento energético de las calderas en condiciones de mejora

Caldero Pirotubular	mejora
	85.12 η_{cald} (%)
400 BHP-01	
400 BHP-02	84.81
600 BHP	83.00
700 BHP	83.13
800 BHP	82.10

d) Análisis energético en ablandadores en condiciones de mejora

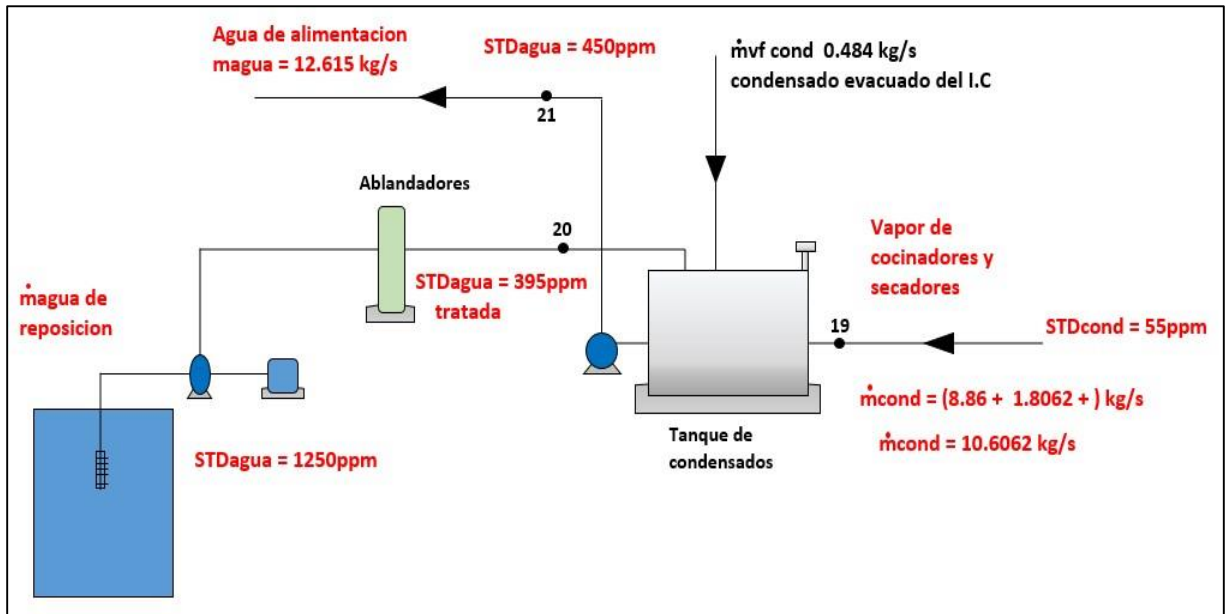


Figura 3.23. Condiciones de operación en mejora de los ablandadores

□ Flujo másico de agua de reposición:

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_{\text{condensado}} + \dot{m}_{\text{agua reposición}} + \dot{m}_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{agua alimentación}}$$

$$10.6062 + \dot{m}_{\text{agua reposición}} + 0.484 = 12.615$$

$$\dot{m}_{\text{agua reposición}} = 1.5248 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 5489.28 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

□ Caudal volumétrico de agua de ingreso al caldero:

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua reposición}}}{\rho_{\text{agua}}} , \rho_{\text{agua}} = 998.162 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \text{ (Ver Anexos A.19)}$$

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = \frac{5487.5081 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{998.162 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 5.497 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

También:

$$\dot{V}_{\text{agua reposición}} = 5.497 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1 \text{ gal}}{0.003785 \text{ m}^3} = 1448.65 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

□ Conversión STD (ppm) a STD (gpg) Donde:

STD: sólidos totales disueltos ppm:

Partes por millón

gpg : Granos por galón.

$$STD = 1250 - 395 = 855 \text{ ppm} * \frac{1 \text{ gpg}}{17.1 \text{ ppm}} = 50 \text{ gpg}$$

□ Flujo másico de dureza:

$$\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{Granos}}{\text{dia}} \right] = \dot{V}_{\text{reposición agua}} \left[\frac{\text{Gal}}{\text{h}} \right] * T_{\text{operacion}} \left[\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right] * STD \left[\frac{\text{granos}}{\text{gal}} \right]$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} = 1448.65 \frac{\text{gal}}{\text{h}} * 20 \frac{\text{h}}{\text{dia}} * 50 \frac{\text{granos}}{\text{gal}}$$

$$\dot{m}_{\text{dureza}} = 1448646.30 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}$$

□ Volumen de resina – zeolita :

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} [\text{Pie}^3] = \frac{\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{dia}} \right]}{C \left[\frac{\text{granos}}{\text{Pie}^3} \right]}$$

C = Capacidad unitaria de retencion $\left[\frac{\text{Granos}}{\text{Pie}^3} \right]$

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} = \frac{1448646.30 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}}{30000 \frac{\text{granos}}{\text{Pie}^3}}$$

$$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} = 48.29 \text{ Pie}^3$$

□ Volumen de agua que pasa por la resina:

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = \frac{\dot{m}_{\text{dureza}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{dia}} \right]}{STD_{\text{agua pozo}} \left[\frac{\text{granos}}{\text{gal}} \right] * fc}$$

$$STD_{\text{agua pozo}} = 1250 \text{ pp} * \frac{1 \text{ gpg}}{17.1 \text{ ppm}} = 73.1 \text{ gpg}$$

Considerando un factor de compensación de 1.20, para aumento del 20%

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = \frac{1448646.30 \frac{\text{granos}}{\text{dia}}}{73.1 \frac{\text{granos}}{\text{gal}} * 1.20}$$

$$\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} = 16514.57 \text{ gal}$$

□ Tiempo de regeneración:

$$T_{\text{cambio}} = \frac{\dot{V}_{\text{agua pasa por resina}} [\text{gal}]}{\dot{V}_{\text{agua reposición}} \left[\frac{\text{gal}}{\text{h}} \right]}$$

$$T_{\text{cambio}} = \frac{16514.57 \frac{\text{Gal}}{\text{dia}}}{1453.1 \frac{\text{gal}}{\text{h}}}$$

$$T_{\text{cambio}} = 11.4 \text{ h}$$

□ Masa de sal:

$$m_{\text{sal}} [\text{lbm}] = \beta \left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right] * \dot{V}_{\text{resina (zeolita)}} [\text{Pie}^3]$$

β : Libras de sal * pie³ de resina $\left[\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right]$, en ablandadores $\beta = 15 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$

Reemplazando:

$$m_{\text{sal}} = 15 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} * 48.29 \text{ Pie}^3$$

$$m_{\text{sal}} = 726.6 \text{ lbm} * \frac{0.453 \text{ Kg}}{1 \text{ lbm}} = 328.12 \text{ Kg}$$

□ Costo de sal por regeneración:

$$C_{\text{sal}} [\text{N.S}] = \frac{m_{\text{sal}} [\text{Kg}] * C_{\text{unitario sal}} \left[\frac{\text{NS}}{\text{Kg}} \right]}{T_{\text{cambio}} [\text{h}]} * T_{\text{operacion}} \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$$

$$C_{\text{sal}} = \frac{328.12 [\text{Kg}] * 0.5 \left[\frac{\text{NS}}{\text{Kg}} \right]}{11.4 [\text{h}]} * 4500 \left[\frac{\text{h}}{\text{año}} \right]$$

$$C_{\text{sal}} = 64760.21 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$$

e) Ahorro de combustible por recuperación del condensado del vapor flash utilizado para calentar el agua de alimentación:

$$\dot{Q}_{\text{util vapor flash}} = \dot{m}_{\text{vapor flash}} * \left(h_{\text{agua 1bar}} - h_{\text{agua a 20°C}} \right)$$

Datos:

$$h_{\text{agua 1bar}} = \text{Entalpia del agua de condensado del vapor flash a 1 bar (99.6°C): } 417.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{agua a 20°C}} = \text{Entalpia del agua a 20°C: } 83.90 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor flash}} = \text{Flujo másico de vapor flash en estado de condensado total: } 0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Reemplazando:

$$\dot{Q}_{\text{util vapor flash}} = \dot{m}_{\text{vapor flash}} * \left(h_{\text{agua 1bar}} - h_{\text{agua a 20°C}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{util vapor flash}} = 0.484 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} * \left(417.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 83.90 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{util}} = 161.5 \text{ KW}$$

Tenemos:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble}} = \frac{\dot{Q}_{\text{util vapor flash}}}{\text{PCI}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{combustible por condensado de vapor flash}} = \frac{161.5}{40353.28} = 4 * 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 14.4 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 4 \frac{\text{Gal}}{\text{h}}$$

Finalmente el ahorro total de petróleo industrial, seria:

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble total}} = \Delta \dot{m}_{\text{combustible por calentamiento del agua de alimentación}} + \Delta \dot{m}_{\text{combustible por condensado de vapor flash}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble total}} = 31.40 \frac{\text{gal}}{\text{h}} + 4 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{cble total}} = 35.1 \frac{\text{gal}}{\text{h}} = 128.148 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 0.035596 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

□ Flujo másico de combustible petróleo industrial N°6 en condiciones actuales:

$$\dot{m}_{\text{cble total actual}} = 3641.6685 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 1.0115 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

□ Flujo másico de combustible petróleo industrial N°6 en condiciones de mejora:

$$\dot{m}_{\text{cble total mejora}} = 3641.6685 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} - 128.148 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 3513.52 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 0.97597 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

f) Reducción del dióxido de carbono y dióxido de azufre:

□ Balance de combustión para el petróleo industrial

- Composición promedio del Petróleo Residual (Miliarium, 2013).

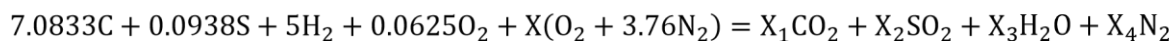
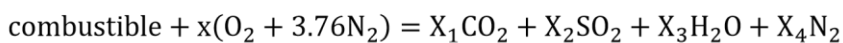
- Carbono: C = 85%
- Azufre: S = 3%
- Hidrogeno: H₂ = 10%
- Oxigeno: O₂ = 2%

- Análisis en base 100Kg de petróleo residual.

Tabla 3.21. Participaciones másica del petróleo

Ecuación química	Masa (Kg)	(—)	Numero de Kmol $n = \frac{m}{M}$
C	85	12	7.0833
S	3	32	0.0938
H₂	10	2	5
O₂	2	32	0.0625

Análisis estequiométrico – combustión Perfecta:



*Balance de

carbonos:

$$X_1 = 7.0833 \text{ Kmol}$$

*Balance de Hidrógenos:

$$2 * 5 = 2X_3$$

$$X_3 = 5$$

*Balance de Azufres:

$$X_2 = 0.0938 \text{ Kmol}$$

*Balance de Oxígenos:

$$X = 9.6146 \text{ Kmol}$$

*Balance de Nitrógenos:

$$X_4 = 3.76 * X$$

$$X_4 = 3.76 * 9.6146$$

$$X_4 = 36.15 \text{ Kmol}$$

Relación $\frac{\text{CO}_2}{\text{Cble.}}$:

$$R_{\text{CO}_2 \text{ cble}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{X_1 \text{CO}_2}{m_{\text{cble}}} = \frac{7.0833 * 44}{100} = 3.12 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcble}}$$

Relación $\frac{\text{SO}_2}{\text{Cble.}}$:

$$R_{\text{SO}_2 \text{ cble}} = \frac{m_{\text{SO}_2}}{m_{\text{cble}}} = \frac{X_2 \text{SO}_2}{m_{\text{cble}}} = \frac{0.0938 * 64}{100} = 0.06 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kgcble}}$$

Flujo másico CO₂

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = R_{\text{CO}_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{\text{cble}}$$

Flujo másico SO₂

$$\dot{m}_{\text{SO}_2} = R_{\text{SO}_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{\text{cble}}$$

✓ Dióxido de carbono evacuado en calderas:

□ Flujo másico y masa de dióxido de carbono en condiciones actuales:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{CO}_2 \text{ actual}} &= R_{\text{CO}_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{\text{cble total actual}} \\ \dot{m}_{\text{CO}_2 \text{ actual}} &= 3.12 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcble}} * 3641.6685 \frac{\text{Kgcble}}{\text{h}} \\ \dot{m}_{\text{CO}_2 \text{ actual}} &= 11362 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{h}} \end{aligned}$$

La masa de dióxido de carbono evacuada en promedio en condiciones actuales es:

$$\begin{aligned} m_{\text{CO}_2 \text{ actual}} &= 11.362 \frac{\text{TMC}_2}{\text{h}} * 4500 \frac{\text{h}}{\text{año}} \\ m_{\text{CO}_2 \text{ actual}} &= 51129 \frac{\text{TMC}_2}{\text{año}} \end{aligned}$$

□ Flujo másico y masa de dióxido de carbono en condiciones de mejora:

$$\dot{m}_{CO_2 \text{ mejora}} = R_{CO_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{cble \text{ total mejora}}$$

$$\dot{m}_{CO_2 \text{ mejora}} = 3.12 \frac{\text{Kg CO}_2}{\text{Kg cble}} * 3514 \frac{\text{Kg cble}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{CO_2 \text{ mejora}} = 10964 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{h}}$$

La masa de dióxido de carbono evacuada en promedio en condiciones de mejora es:

$$m_{CO_2 \text{ mejora}} = 10.964 \frac{\text{TMC}_2}{\text{h}} * 4500 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

$$m_{CO_2 \text{ mejora}} = 49338 \frac{\text{TMC}_2}{\text{año}}$$

□ Reducción de la masa de dióxido de carbono evacuada a la atmosfera:

$$\Delta m_{CO_2} = m_{CO_2 \text{ actual}} - m_{CO_2 \text{ mejora}}$$

$$\Delta m_{CO_2} = 51129 \frac{\text{TMC}_2}{\text{año}} - 49338 \frac{\text{TMC}_2}{\text{año}}$$

$$\Delta m_{CO_2} = 1791 \frac{\text{TMC}_2}{\text{año}}$$

✓ Dióxido de azufre evacuado en calderas:

□ Flujo másico y masa de dióxido de azufre en condiciones actuales:

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ actual}} = R_{SO_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{cble \text{ total actual}}$$

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ actual}} = 0.06 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kg cble}} * 3641.6685 \frac{\text{Kg cble}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ actual}} = 218.5 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{h}}$$

La masa de dióxido de azufre evacuada en promedio en condiciones actuales es:

$$m_{SO_2 \text{ actual}} = 218.5 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{h}} * 4500 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

$$m_{SO_2 \text{ actual}} = 983.25 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}}$$

□ Flujo másico y masa de dióxido de azufre en condiciones de mejora:

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ mejora}} = R_{SO_2 \text{ cble}} * \dot{m}_{cble \text{ total mejora}}$$

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ mejora}} = 0.06 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{Kg cble}} * 3514 \frac{\text{Kg cble}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{SO_2 \text{ mejora}} = 210.84 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{h}}$$

La masa de dióxido de azufre evacuada en promedio en condiciones de mejora es:

$$m_{SO_2 \text{ mejora}} = 210.84 \frac{\text{KgSO}_2}{\text{h}} * 4500 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

$$m_{SO_2 \text{ mejora}} = 948.78 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}}$$

□ Reducción de la masa de dióxido de azufre evacuada a la atmosfera:

$$\Delta m_{SO_2} = m_{SO_2 \text{ actual}} - m_{SO_2 \text{ mejora}}$$

$$\Delta m_{SO_2} = 983.25 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}} - 948.78 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}}$$

$$\Delta m_{SO_2} = 34.47 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}}$$

3.5. Beneficios económicos:

a) Beneficio en reducción del consumo de petróleo industrial N°6

$$B_{\text{comb}} = \Delta \dot{m}_{cble \text{ total}} * C_{\text{unitario cble}} * T_{\text{operación}}$$

Las calderas operan en promedio máximo 4500 horas/año y el precio unitario del petróleo es 7.55 N.S/Gal por lo tanto el beneficio anual, sería:

$$B_{\text{comb}} = 35.1 \frac{\text{gal}}{\text{h}} * 7.55 \frac{\text{N.S}}{\text{gal}} * 4500 \frac{\text{h}}{\text{año}}$$

$$B_{\text{comb}} = 1192383 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}$$

b) Beneficio en reducción del consumo de sal en ablandadores:

$$B_{sal} = C_{sal}^{actual} - C_{sal}^{mejora}$$

$$B_{sal} = 88670.5 \frac{N.S}{año} - 64963.8 \frac{N.S}{año}$$

$$B_{sal} = 23707 \frac{N.S}{año}$$

c) Beneficio total:

$$B_{total} = B_{comb} + B_{sal}$$

$$B_{total} = 1192383 \frac{N.S}{año} + 23707 \frac{N.S}{año} \quad B_{total} = 1213172 \frac{N.S}{año}$$

d) Mantenimiento anual de la tecnología a instalar:

□ Costo de mantenimiento de la central térmica piezas y repuestos:

Tabla 3.22. Costos de mantenimiento

Equipo/accesorio	Cm ($\frac{N.S}{año}$)
Tanques de vaporizado	3000.00
Intercambiador de calor	5000.00
Accesorios térmicos	2000.00
Accesorios eléctricos	2000.00
Mano de obra extra	5000.00
Subtotal	17000.00

□ Sueldos y salarios de operadores en sala de calderos:

Tabla 3.23. Costos de Sueldos y salarios

Recursos	Css ($\frac{N.S}{año}$)
Número de personal operativo	2/día
Sueldo unitario promedio	1200.00
Numero aguinaldos	2/año
Subtotal	33600.00

□ Costo de insumos directos e indirectos

Tabla 3.24. Costos en insumos directos e indirectos

Recursos	Ci $\left(\frac{N.S}{año}\right)$
En sistema térmico.	5000.00
En sistema eléctrico	5000.00
Subtotal	10000.00

□ Beneficio útil:

$$B_{\text{util}} = B_{\text{total}} - (C_m + C_{ss} + C_i)$$

$$B_{\text{util}} = 1213172 \frac{N.S}{año} - (17000 + 33600 + 10000) \frac{N.S}{año}$$

$$B_{\text{util}} = 1165822 * 1152572 \frac{N.S}{año}$$

3.6. Inversión en activos fijos:

Tabla 3.25. Inversión en activos fijos

Descripción	Cantidad	Precio unitario (N.S)	Total (N.S)
Tanque de revaporizado de vapor flash			
Tanque Spirax Sarco FV 18, diámetro 457mm y altura 1521 m, 14.7% de flujo de purgas en vapor flash, peso 193Kg, flujo de vapor flash 1742.4 Kg/h a 1bar y 99.6°C.	1	23500.00	23500.00
Tuberías de purga			
Línea 01 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.474 Kg/s, Dn:1/8 in, L: 7m	1	550.00	550.00
Línea 02 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.489 Kg/s, Dn:1/8 in, L: 4m	1	350.00	350.00
Línea 03 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.635 Kg/s, Dn:1/8in, L: 4m	1	350.00	350.00
Línea 04 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.761 Kg/s, Dn:1/4 in, L: 7.5m	1	830.00	830.00
Línea 05 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.875 Kg/s, Dn:1/4 in, L: 12.5m	1	1110.00	1110.00
Línea 06 de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 3.234 Kg/s, Dn:1/2 in, L: 11m	1	1250.00	1250.00
Manifold recolector			

Tubería de purga ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 3.234 Kg/s, Dn:3 in , L: 3m	1	2580.00	2580.00
Tuberías de vapor flash			
Tubería de vapor flash ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 0.484 Kg/s, Dn:8in, L: 7 m	1	4510.00	4510.00
Intercambiador de calor			
Tubería de agua ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, 144 tubos, 315.36 Kg/h, Dn:1/4in, L: 2.075 m	144	255.00	36720.00
Carcasa ASTM A-53 grado A al Sí, cédula 40, Dint: 0.4025m, Dext: 0.40885m, e=1/8in, L=2.075m	1	2500.00	2500.00
Placa ASTM A-36, 144 agujeros, Dn:1/4 in , e:1/4in	2	850.00	1700.00
Aislamiento térmico			
Lana mineral, Fardo: 1.2m de longitud, 0.6m de ancho y 30mm de espesor, Text: 35°C, rendimiento 95%.	12	220.00	2640.00
Cubriera protectora de aluminio 10 m ²	10 m ²	1m ² /25.00	250.00
Accesorios			
Válvula de purga de fondo automática ABV20	5	1200.00	6000.00
Manómetro 0-4 bar sifón y grifo.	1	220.00	220.00
Válvula de seguridad 1/4in tarada a 2bar	1	220.00	220.00
Rompedor de vacío 1/2in rosca BSP	1	350.00	350.00
Distribuidor del vapor 2 in Rosca BSP	1	280.00	280.00
Válvula esfera de 2 in rosca.	1	180.00	180.00
Válvula compuerta en purgas de 1in	12	120.00	1440.00
Válvula compuerta vapor flash de 9in	3	280.00	840.00
Soldadura			
Soldadura E7018 de 6.35mm, 10 Kg.	10	25.00/Kg	250.00
Estructura y cimentación			
Placa ASTM A-36, L:2.5m, A:1m, esfuerzo 250MPa, soporta 276Kg, t: 1/8in	1	1800.00	1800.00

Perno resistencia 5.8, soporta: 69Kg, esfuerzo: 373MPa, d: 1/4in	4	50.00	200.00
Cimentación, 338Kg, volumen: 1.573 m ³ , longitud: 2.6m, ancho: 1.1m y profundidad: 0.55m	1	1000.00	1000.00
Mano de obra: 50% del total de activos fijos	1	1	45810.00
TOTAL			137430.00

3.7. Periodo del retorno de la inversión:

$$PRI = \frac{\text{Inversión}}{\text{Beneficio}}$$

$$PRI = \frac{137430 \text{ N.S}}{1152572 \frac{\text{N.S}}{\text{año}}}$$

$$PRI = 0.12 \text{ años} \approx 2 \text{ meses}$$

3.8. Análisis financiero:

Para el análisis financiero se consideran los siguientes datos:

□ Inversión: **43216.98 \$**

□ Beneficio: **366610.69** $\frac{\$}{\text{año}}$

□ Periodo: 10 años

□ Interés: 10%

Tabla 3.26. Hoja de cálculo –Herramientas financieras

FLUJO DE FONDOS NETOS SISTEMA DE RECUPERACION DE VAPOR FLASH EN PLANTA PESQUERA RIBAUDO Cálculo de TIR y VAN		
Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo - Año
Inversión	- 43.217	Costo Inicial del Proyecto
1	\$362.444	Beneficios Netos anuales
2	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
3	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
4	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
5	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
6	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
7	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
8	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
9	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales

10	\$362.444,04	Beneficios Netos anuales
Total Ingresos	\$3.624.440	
Tasa de Interés:	10,00%	
TIR	839%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 2.183.845	Valor Actual Neto

CALCULO DEL PERÍODO DE RETORNO DE LA INVERSION, PRI

VA(Io)	\$ - 43.216,981
VA(Bn)	\$ 2.183.844,74
VA(Io) + VA(Bn)	\$ 2.227.061,72
Número de años, N	10
PRI (Años)= (VA(Io))/(VA(Bn)/N)	0,19
PRI: PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION	

IV. DISCUSION

4.1. Se evaluó las condiciones actuales de la planta térmica Ribaudó S.A, donde solo se consideraron las máquinas más importantes de consumo de vapor, tales como: Cocinadores, secadores, prensas y evaporadores. Donde en la actualidad solo se recupera el condensado de los cocinadores y secadores obteniendo 10.6062 Kg/s de un total entregado por los calderos de 12.615 Kg/s, es decir la planta tiene una eficiencia de recuperación de condensado del 84%.

En nuestra evaluación se obtuvo un beneficio útil anual de 366610.69 \$/año en la recuperación del condensado de purgas de las 5 calderas, con lo que se contrasta con los resultados del trabajo de investigación de Sosa (2013) en donde coincidimos mediante esta evaluación inicial los puntos necesarios para poder realizar mejoras con usos de nuevas tecnologías, condiciones actuales de la planta, las pérdidas económicas estimadas actualmente por la no incorporación de fuentes existentes de recuperación y de fuentes potenciales de recuperación es de 2.967.888,00 \$/año

- 4.2. Para el balance de masa y energía se tomaron valores constantes promedios, tales como: presión del vapor 9.62bar, temperatura del aire 90°C, temperatura del combustible 65°C, temperatura de gases residuales 265°C, temperatura ambiental 20°C, temperatura del agua 60°C, sólidos totales disueltos 450ppm y trabajando con los flujos másicos nominales de cada caldero pirotubular (Para el óptimo dimensionamiento de las tuberías y equipos). De este análisis se obtuvo en los resultados, un beneficio tanto en consumos de combustible, sal para ablandadores y disminución de consumo de agua de reposición, además del incremento de la eficiencia en calderas y la disminución de contaminantes coincidiendo con los estudios realizados por Sosa (2013), Paredes Gaitán (2010) y la Office of Industrial Technologies (2002).
- 4.3. Para la selección del tanque de revaporizado se consideró a la presión ambiental como la presión de equilibrio del sistema para obtener el máximo porcentaje de vapor flash de 14.96%. Para la designación del número de tubos de agua en el intercambiador de calor se trabajó con 144 tubos en total ya que con esta cantidad de tubos se obtienen los mejores coeficientes de transferencia de calor y la longitud más compacta de 2.075 m.
- 4.4. Para el análisis de dimensionamiento y aislamiento térmico de tuberías y equipos, se consideró como aislante a la lana mineral por que posee una alta eficiencia del 95% con una temperatura exterior de pared de 35°C. También se consideró como valor medio a la velocidad del aire según la ubicación geográfica de la empresa Ribaudó, siendo 5m/s. Todas las tuberías fueron de material ASTM A-53, cédula 40 por que se está trabajando a bajas presiones de vapor saturado.
- 4.5. Para el análisis económico, se trabajó con los precios pagados por la empresa con respecto al combustible industrial 7.55N.S/gal y 500N.S/TM de sal industrial para ablandar el agua.
- 4.6. Para el análisis de la inversión en activos fijos, se trabajó con valores referenciales. Para el análisis financiero se trabajó con una tasa promedio del 10%, según la superintendencia de banca. Se determinó el costo total del proyecto es de \$43,216.98 con un retorno de inversión de 2 meses, resultado que concuerda en el análisis de la Office of Industrial Technologies

(2002), en donde el costo total del proyecto es de \$15,000 con un retorno de inversión de 6 meses.

V. CONCLUSION

5.1. Se evaluaron las condiciones actuales de la empresa Ribaud S.A, obteniendo los principales parámetros de la planta, tal como se muestra en las siguientes tablas.

Con respecto a los calderos pirotubulares:

Tabla 5.1. Condiciones actuales de la empresa pesquera Ribaud S.A

Potencia de los calderos Pirotubular	Flujo de vapor (Kg/s)	Consumo de combustible (Kg/s)	Sólidos Disueltos totales "SDT" del agua de alimentación (ppm)	Sólidos Disueltos totales "SDT" de purgas de fondo y superficie (ppm)
400BHP- 01	1.74	0.1371	450	2100
400BHP -02	1.74	0.1379	450	2050
600 BHP	2.61	0.2094	450	2300
700 BHP	3.045	0.2443	450	2250
800 BHP	3.48	0.2828	450	2240
Total	12.615	1.0115		

Con respecto a los procesos en la planta térmica

Tabla 5.2. Condiciones actuales de la empresa pesquera Ribaud S.A

Cocinadores				
Flujo másico de pescado	Calor específico promedio del pescado	Temperaturas de entrada del pescado	Temperatura de salida del pescado	Presión del vapor en los cocinadores
304111 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	3.46 $\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	21.5°C	85°C	70Psi (4.83 bar man.)
Secadores				
Flujo másico de pescado solido	Calor específico promedio del pescado solido	Temperaturas de entrada del pescado solido	Temperatura de salida del pescado solido	Presión del vapor en los secadores
163184 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	3.82 $\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	60°C	82°C	70Psi (4.83 bar man.)
Prensas				
Flujo másico de pescado prensado	Calor específico promedio del pescado prensado	Temperaturas de entrada del pescado prensado	Temperatura de salida del pescado prensado	Presión del vapor en las prensas
72685 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	—	21°C	80°C	40Psi (2.76 bar man.)
Evaporadores				

Flujo másico de agua de cola	Calor específico promedio del agua de cola	Temperaturas de entrada del agua de cola	Temperatura de salida del agua de cola	Presión del vapor en los evaporadores
$40140 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	$4.13 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$	62°C	80°C	100 Psi (6.89bar man.)

5.2. Se realizó un balance de masa y energía a la planta térmica, donde se concluyen los siguientes resultados:

Tabla 5.3. Consumos de vapor saturado en principales procesos de planta

Proceso de planta	Flujo másico de vapor en procesos de planta $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$
Cocinadores	8.80
Secadores	1.8062
Prensa	1.3178
Evaporadores	0.4031
Total	12.33

Tabla 5.4. Flujos de purga, vapor flash y rendimiento energético.

Caldero Pirotubular	Flujo másico de purgas $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$	$[\%]$ η_{cald}	$\left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right]$ $\dot{m}_{\text{v.F}}$
400 BHP -01	0.474	79.61	0.071
400 BHP-02	0.489	79.23	0.073
600 BHP	0.635	76.92	0.095
700 BHP	0.761	77.10	0.114
800 BHP	0.875	75.82	0.131
Total	3.234		0.484

También se determinó que en la actualidad los ablandadores, tienen un consumo de sal de $433.5 \frac{\text{Kg}}{11\text{h}}$

5.3. Se seleccionó del catálogo de Spirax Sarco el tanque de revaporizado, modelo

5.4. Se realizó un análisis de aislamiento térmico con lana mineral, obteniendo 12 fardos en total

5.5. La planta térmica Ribaudó en condiciones de mejora, obtienen un ahorro en consumo de petróleo industrial total de $35.1 \frac{\text{gal}}{\text{h}}$ por aumento de la temperatura del agua de alimentación y por recuperación del condensado del vapor flash.

Al recuperar el condensado del vapor flash, se reduce el flujo másico de agua de recuperación, produciendo un menor consumo de sal de 329.15Kg/11.4h En aumento de la temperatura del agua de alimentación trae consigo una reducción de los gases de dióxido de carbono y dióxido de azufre de

$1791 \frac{\text{TMC}_{\text{CO}_2}}{\text{año}}$ y $34.47 \frac{\text{TMSO}_2}{\text{año}}$ respectivamente.

En la siguiente tabla, se muestra el aumento de la eficiencia energética de las calderas pirotubulares:

Tabla 5.5. Aumento de la Eficiencia energética de las calderas pirotubulares.

Caldero Pirotubular	η_{cald} mejora (%)
400 BHP-01	85.12
400 BHP-02	84.81
600 BHP	83.00
700 BHP	83.13
800 BHP	82.10

5.6. Se obtuvo un beneficio en reducción del consumo de combustible de $1202715 \frac{\text{N.S.}}{\text{año.}}$

5.7. Se obtuvo un beneficio en reducción del consumo de sal en ablandadores de $23707 \frac{\text{N.S.}}{\text{año.}}$

5.8. Se concluye que la inversión inicial es de 137430 N. S.

5.9. Se concluye que el retorno operacional de la inversión del presente proyecto es de 2 meses con un beneficio útil de $1152572 \frac{\text{N.S.}}{\text{año.}}$

5.10. Se obtuvo una tasa interna de retorno de 848% y un valor actual neto de \$ 2209447, demostrando la viabilidad del proyecto.

VI. RECOMENDACION

- 6.1. Se recomienda invertir en todos los equipos y materiales requeridos para así poder obtener su beneficio y retorno operacional de 2 meses.
- 6.2. Se recomienda establecer un programa de mantenimiento preventivo y predictivo a la nueva tecnología a instalar para obtener una buena eficiencia de operación.
- 6.3. Se recomienda capacitar al personal para la operación de la nueva tecnología adquirida.
- 6.4. Se recomienda realizar un diagrama de Gantt previsto para las diferentes tareas o actividades de montaje del sistema lo largo de un tiempo total determinado.
- 6.5. Se recomienda realizar una evaluación o proponer a la empresa con cambio de combustible.
- 6.6. El agua de cola aún puede ser usado en diversos sistemas de intercambio de calor
- 6.7. Se recomienda realizar un mantenimiento los sistemas de ablandamiento de agua de pozo ya que de ello se puede evitar el aumento de solidos disueltos en el agua.

VII. REFERENCIAS

1. **Alvarez Flórez, Jesus [et al.]. 2002.** Maquinas termicas motoras. Barcelona : Ediciones UPC, 2002. 8483016443.
2. **Calloni, Juan Carlos. 2003.** Mantenimiento electrico y mecanico para pequeñas y medianas empresas. Argentina : Editorial Nobuko, 2003. 9871135270.
3. **Cengel, Yunus. 2007.** Transferencia de calor y masa. Mexico : McGrawhill, 2007. 9789701061732.
4. **Engineeringtoolbox. 2015.** Engineering toolbox. [En línea] 2015. [Citado el: 2 de junio de 2015.] http://www.engineeringtoolbox.com/prandtl-numberd_1068.html.
5. **F. McCauley, James. 1995.** The Steam Trap Handbook. Estados Unidos : The Fairmont Press, 1995. 0881731870.

6. **Fernández Díez, Pedro. 1992.** Ingeniería Térmica. España : Universidad de Cantabria. Escuela Politécnica Superior de Ingeniería, 1992.
9788460082446.
7. **gov, energy. 2010.** energy.gov. [En línea] energy.gov, 2010. [Citado el: 6 de Abril de 2015.] http://www1.eere.energy.gov/femp/pdfs/FTA_SteamTrap.pdf.
8. **2010.** <http://tecnotrack.wix.com>. [En línea] 2010. [Citado el: 15 de Mayo de 2015.] <http://tecnotrack.wix.com/calderas#!tanques-de-purgas-decalderas/c1vne>.
9. **2013.** <http://www.eurotherm.es>. <http://www.eurotherm.es>. [En línea] 2013. [Citado el: 4 de junio de 2015.] <http://www.eurotherm.es/industries/boiler/boiler-blowdowncontrol/#sthash.RLT0sQfs.dpuf>.
10. **L., Moot Robert. 2006.** Mecaniac de Fluidos. Mexico : Prentice Hall, 2006.
9702608058.
11. **Marquez Bueno, Pedro. 2010.** Preparar y acondicionar maquinas, equipos e instalaciones de planta quimica. 2010. 9788416207091.
12. **Martin Llorens, Angel L. Miranda. 2009.** Ingeniería Termica. Barcelona : Marcombo, 2009. págs. 299-308. 9788426715319.
13. **Miles, W. H. Severns/ H. E. Degler/ J.C. 2007.** La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. España : Reverté, S.A, 2007. págs. 127-128. 8788429148909.
14. **Mottard, J ean-Michel. 2010.** www.thermal.cl. [En línea] 2010.
15. **Paredes Gaitán, Nórvil. 2010.** Incremento de la eficiencia térmica de una caldera por recuperación de calor de las purgas para el precalentamiento del agua de alimentación. La Libertad, Universidad Nacional de Trujillo. Trujillo : s.n., 2010. Tesis de grado.
16. **2011.** Poder calorifico superior - inferior. [En línea] 15 de diciembre de 2011. [Citado el: 10 de junio de 2015.] <http://www.petromercado.com>.
17. **Shapiro, Michael J. Moran y Howard N. 2005.** Fundamentos de Termodinámica Técnica. 2da edición/Correspondiente a la 4ta edición original. Barcelona : Reverté S.A, 2005. 84-291-4313-0.
18. **Soto Cruz, Juan Jose. 1996.** Fundamentos Sobre Ahorro de Energia. Mexico : Ediciones de la Universidad Autonoma de Yucatan, 1996.

96875562269.

19. **Spirax Sarco. 2013.** Spirax Sarco. [En línea] 2013. [Citado el: 25 de mayo de 2015.] <http://www.spiraxsarco.com/es/>.
20. **Termopedia. 2008.** www.termopedia.com. [En línea] 2008. <http://www.termopedia.com/content/654/>.
21. **Tlv Compañía especialista en vapor. 2013.** <http://www.tlv.com>. <http://www.tlv.com>. [En línea] 2013. [Citado el: 04 de setiembre de 2013.] <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-steam.html>.
22. **Wark, Kenneth y Richards., Donald E. 2001.** Termodinamica. Sexta. Madrid : Concepcion Fernandez Madrid., 2001. págs. 607 -673. 84-4812829-x.

ANEXOS

A.1. Tabla de propiedades físicas del Vapor saturado.

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)											
Steam Table (Complete Range) Saturation Zone Diagrams About											
P (bar)	T (°C)	x	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	s' (kJ/kg°C)	v'' (m³/kg)	h'' (kJ/kg)	s'' (kJ/kg°C)
0.0234	20					0.001002	83.9	0.29629	57.8384	2538.2	8.66840
0.1992	60					0.001017	251.1	0.83098	7.67854	2609.7	7.91081
0.4736	80					0.001029	334.9	1.07525	3.40909	2643.8	7.61322
1	99.6316					0.001043	417.5	1.30270	1.69373	2675.4	7.35982
3.76	141.406					0.001082	595.1	1.75354	0.48989	2734.9	6.91512
5.83	157.717					0.0011	665.6	1.91960	0.32415	2754.2	6.76728
7.89	169.841					0.001114	718.4	2.04008	0.24343	2766.9	6.66434
9.62	178.208					0.001125	755.2	2.12189	0.2016	2774.7	6.59621

A.2. Propiedades físicas del aire.

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

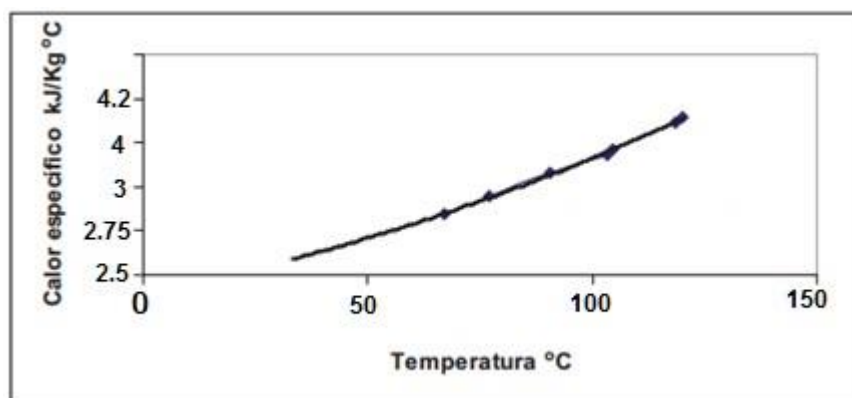
Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

Fuente: Transferencia de calor Cengel 3ra edición.

A.3. Comportamiento de la temperatura del combustible petróleo industrial respecto del calor específico.



A.4. Propiedades físicas de los gases residuales.

$T[°C]$	ρ $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	$[\text{—}]$	$[\text{—}]$	$a * 10^2$ $\left[\frac{m^2}{h}\right]$	$\mu * 10^6$ $\left[\frac{N.s}{m^2}\right]$	$v * 10^6$ $\left[\frac{m^2}{seg}\right]$	Pr _
0	1,295	1,045	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	1,0676	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	1,0969	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

A.5. Propiedades del petróleo industrial:

ÓLEOS DEL PERÚ PETROPERÚ S.A.
LABORATORIO DE REFINERÍA TALARA

PETROPERÚ
Personas trabajando por el desarrollo del País

INFORME DE ENSAYO

PRODUCTO: PETROPERU PETROLEO INDUSTRIAL N°6

RPTL-LAB-06906-2012

BUQUE DE CARGA: "BAP SAYOVAR"		VIAJE N°: 024-2012	FECHA RECEPCIÓN MUESTRA: 21-11-2012		
TANQUE DE DESPACHO: 378		FECHA REPORTE: 21-11-2012			
CLIENTE: UNIDAD MOVIMIENTO DE PRODUCTOS		DESTINO: PLANTA DE VENTAS: SALAVERRY			
DESCRIPCIÓN MUESTRA:		OTRA INFORMACIÓN DE LA MUESTRA:			
Codigo de la muestra: 26089-2012		Ensayos fueron solicitados por Unidad de Movimiento de Productos			
Cantidad de muestra: 200 ml		Las muestras fueron tomadas por inspector independiente ITS			
Tipo de Envase: Recipiente Único					
ENSAYO	Unidad	METODO ASTM	RESULTADOS	ESPECIFICACIONES MINIMO MAXIMO	
VOLATILIDAD					
Gravedad API: 15.6 °C	TAPI	D1298-99(2005)	11.5	Reportar	
Punto de Inflamación Pensky Martens	°C	D93-11	79	70	—
FLUidez					
Viscosidad Cinematográfica a 50 °C	cSt	D445-12	610	61	640
Punto de escurecimiento	°C	D97-11	6	Reportar	
COMPOSICIÓN					
Asfalto Total	% masa	D4294-10	1.43	—	3.5
Ceras	%masa	EM52-07	0.06	Reportar	
Residuo de Carbono Conradson	%masa	D129-05	12.4	Reportar	
Vanadilo	ppm	ISO 14597	167.6	Reportar	
CONTAMINANTES					
Agua y Sedimentos	%V	D1756-04	0.16	—	2.0
OBSERVACIONES :					
1 - Los resultados corresponden sólo a la muestra analizada.					
2 - Las contramuestras dimerentes quedan en custodia del Laboratorio por 3 meses.					
PREPARADO POR:		APROBADO POR:			
NOMBRE:		NOMBRE:			
FUNCIÓN:		FUNCIÓN:			
FIRMA:		FIRMA:			

FIN DE INFORME

Fuente : Petroperú

A.6. Catalogo Spirax Sarco – Tanques de revaporizado.



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P404-03

AB Issue 5

Tanque de revaporizado Tipo FV

- Diseñado y construido según PD5500
- Cumple con la Normativa Europea de Equipos a Presión 97/23/EC
- Velocidad baja para producir vapor seco
- Suministrado con dossier de inspección
- Drenaje libre

Descripción

El tanque de revaporizado Spirax Sarco Tipo FV está diseñado y construido según PD 5500 'Recipientes a presión no fundidos'. De diseño de drenaje libre esencial en purga de calderas. Se entrega dossier de inspección con cada equipo.

Aplicaciones

Estos tanques son particularmente adecuados para los sistemas de recuperación de calor de las purgas de caldera donde la eficiente separación del revaporizado de la purga es esencial para prevenir la contaminación del tanque de alimentación de caldera y/o las superficies de transferencia de calor. Igualmente adecuados para recuperar revaporizado de los condensados.

Tamaños y conexiones

FV6, 8, 12, 15 y 18
FV6 Roscadas BSP (BS21 cónica)
FV8 - 18 Bidas BS4504 PN16/roscadas BSP (BS21 cónica)
Bidas no estándar BS1560 Clase 150 ó 300, o roscadas NPT.

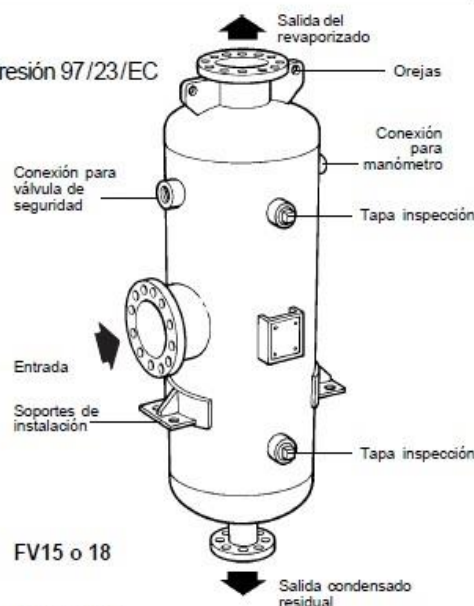
Condiciones límite

Condiciones máximas de diseño 14 bar r a 198°C (temperatura de saturación del vapor).

Prueba hidráulica de acuerdo con PD 5500.

Materiales

Plancha de acero Acero al carbono BS 1501 161 430A o equivalente acabado con pintura plateada resistente al calor



FV15 o 18

Instalación

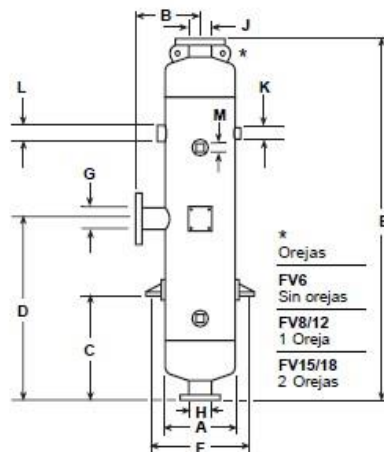
El tanque debe montarse con la salida del revaporizado en la parte superior y conectado como se ha dicho anteriormente. Cada tanque incorpora un orificio roscado a 1/8" para colocar manómetro. Es recomendable instalar un purgador de flotador para drenaje. Se entrega con orificio para válvula de seguridad aunque no tiene que ser del mismo tamaño que el orificio. El cálculo debe hacerse de acuerdo con el Reglamentos locales y nacionales.

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

	FV6	FV8	FV12	FV15	FV18
A	168	229	305	381	457
B	104	215	250	290	330
C	350	350	380	485	505
D	600	600	630	735	755
E	1200	1275	1340	1470	1510
F	230	291	392	468	544
G	2"	DN80	DN100	DN150	DN150
H	2"	2"	2"	DN80	DN80
J	2"	DN80	DN100	DN150	DN150
K	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
L	3/4"	1"	1 1/2"	1 1/2"	2"
M	2"	2"	2"	2"	2"
Peso	77	120	191	282	376

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 - Tanque revaporizado Spirax Sarco FV6 roscado BSP según PD 5500, completo con dossier.



En beneficio del desarrollo y mejora del producto, nos reservamos el derecho de cambiar la especificación.

© Copyright 2003

Fuente: Spirax Sarco

Dimensionado

Usar el gráfico para la selección del tamaño de tanque adecuado.

Es necesario conocer la presión en los purgadores o de la caldera en el caso de recuperación de calor, la presión del revaporizado (deseada o existente) y el caudal de condensado o purga.

Ejemplo 1: (Línea continua)

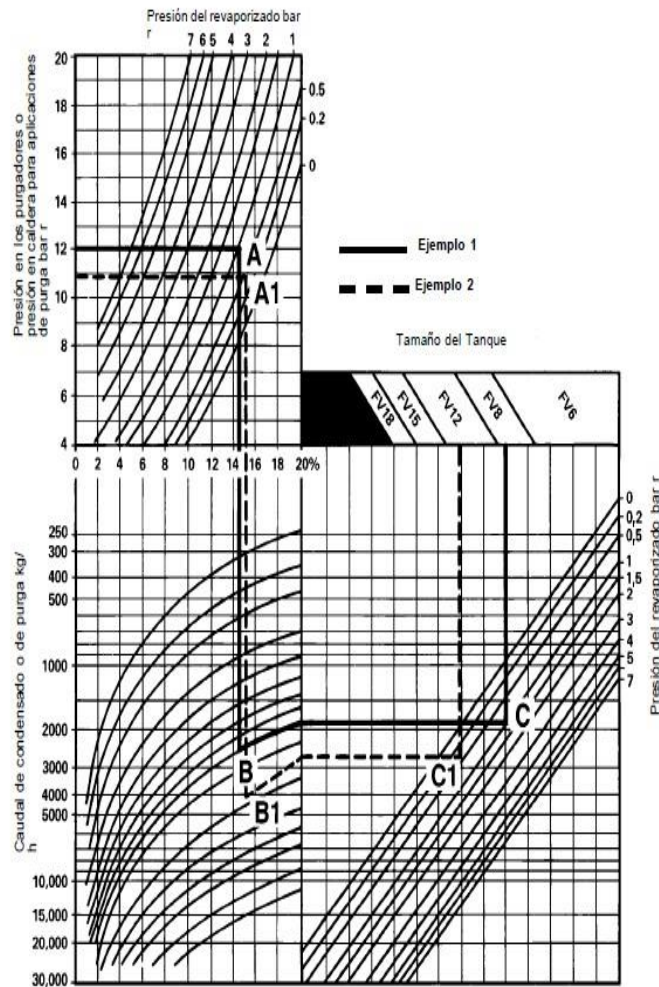
Una sala de calderas trabajando a 12 bar r tiene un caudal de purga de TDS de 2500 kg/h (3 calderas a 833 kg/h cada una). El revaporizado de la purga se añadirá a un sistema de baja presión de 1 bar r.

1. Desde la presión de caldera trazar una horizontal hasta la presión del revaporizado - **A**
2. Bajar verticalmente hasta el caudal de purga en kg/h - **B**
3. Seguir la curva hacia la derecha hasta cortar la línea de presión del revaporizado - **C**
4. Subir hasta el tamaño del tanque. En este caso el **FV8**.

Ejemplo 2: (Líneas de puntos)

Una planta trabaja con vapor a 11 bar y condensa 4000 kg/h de vapor. ¿Cuanto revaporizado puede recuperarse a 0,5 bar r?

1. Desde la presión en los purgadores trazar una horizontal hasta la presión del revaporizado - **A1**
2. Bajar verticalmente hasta el caudal de condensado en kg/h - **B1**
3. Seguir la curva hacia la derecha hasta cortar la línea de presión del revaporizado - **C1**
4. Subir hasta el tamaño del tanque. En este caso el **FV12**.



Fuente: Spirax Sarco

A.7. Accesorios de control automático

Válvula de Purga de Fondo Automática ABV20:



spirax/sarco

TI-P405-15
AB Issue 7

Purga de fondo de caldera ABV20

- Purga temporizada para evitar pérdidas de calor
- Para presiones de caldera hasta 17,25 bar
- Retorno por resorte para seguridad
- Actuador neumático de respuesta rápida

Descripción

El Spirax Sarco ABV 20 es una válvula de esfera con actuador neumático de retorno por resorte para purga de fondo de caldera. Usado conjuntamente con el temporizador Spirax Sarco, proporciona un control de la purga de fondo asegurando que los ciclos se producen con el mínimo de pérdidas de calor por duplicidad u omisión.

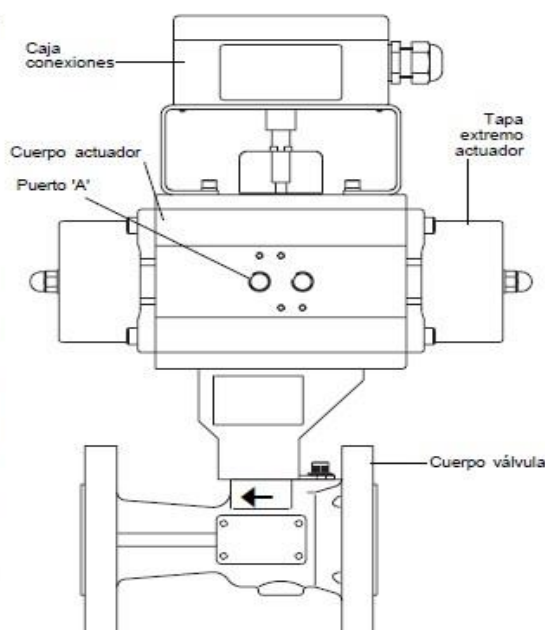
El actuador neumático (que puede ser actuado con gas no corrosivo), abre la válvula y mediante resorte retorna a la posición de cierre para asegurar el funcionamiento seguro. Una caja de conexiones está montada en el actuador y puede usarse para dar señal de posición abierta o cerrada de la válvula.

Nota: El temporizador BT 1000 usa solamente un interruptor para indicar la posición de 'válvula totalmente cerrada' o 'válvula no totalmente cerrada', y no indica la posición de que válvula esté totalmente abierta.

Se requiere electroválvula que puede montarse directamente en el actuador según NAMUR (VDI/VE 3845).

Puede instalarse la electroválvula Spirax Sarco MV. Alternativamente, el aire de actuación puede conectarse directamente al puerto 'A' (1/4" BSP), del actuador cuando es necesario instalar la electroválvula lejos del actuador.

Debe usarse una electroválvula de 1/4" BSP de 3 vías. En ABV 20 debe instalarse con el flujo en sentido de la flecha en el cuerpo.



Condiciones límite

Presión máxima de trabajo	17,25 bar r
Temperatura máxima de trabajo	208°C
Prueba hidráulica válvula	(PN40) 60 bar r
	(Clase 300) 78 bar r
Temperatura ambiente máxima (Electroválvula MV: 50°C)	80°C
Presión mínima aire actuación	BVA225S, 230S 6 bar r
	BVA220S 10 bar r
Rango interruptor LSB1	10 A 250 Vca
Protección	IP65

Datos técnicos

Tamaños disponibles	DN25, DN32*, DN40, DN50, DN85
Bridas conexión	BS 4504 PN40 o BS 1560 Clase 300*
Tiempo actuación (Carrera) 1 a 3 segundos	
Medio actuación	Aire comprimido limpio Gas no corrosivo
DN25	BVA220S actuador 2 l/carrera
DN32, DN40 y DN50	BVA225S actuador 3,3 l/carrera
DN85	BVA230S actuador 4,8 l/carrera

*DN32 sólo disponible con bridas PN40

Consumo de aire (dm³/carrera = litros/carrera)

Materiales

Válvula	
Cuerpo	Acero al carbono ASTM A216 WCB
Asientos y sellos eje	PTFE reforzado con carbono
Esfera	Acero inoxidable austenítico AISI 316
Eje	Acero inoxidable martensítico AISI 420
	Acero inoxidable austenítico AISI 316

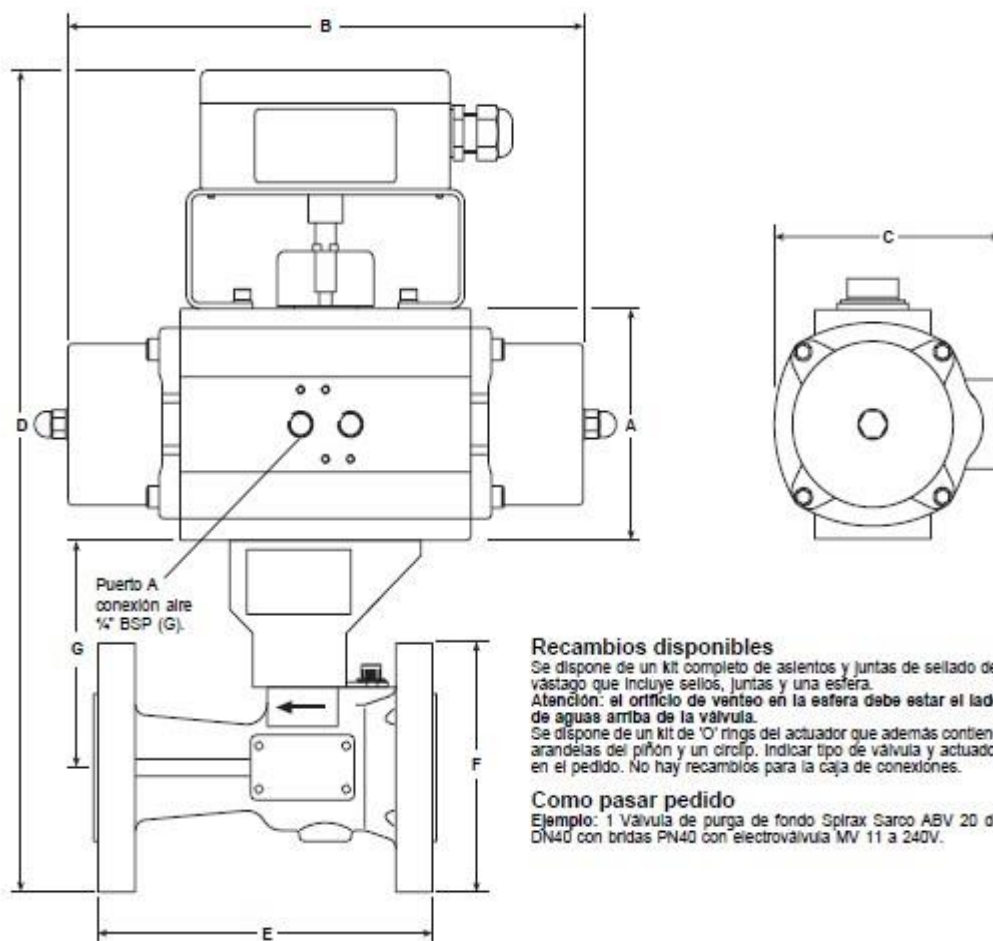
Actuador

Cuerpo, pistón y tapas	Aleación de aluminio
Piñón	Acero al carbono
'O' ring	Nitrilo

Fuente: Spirax Sarco

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño válvula	Tipo de brida	Tipo de actuador	A	B	C	D	E	F	G	Orificio	Peso
DN25	PN40	BVA220S	137	270	111	377	165	115	102	20,6	9,5
	Clase 300	BVA220S	137	270	111	381	165	124	102	20,6	9,5
DN32	PN40	BVA225S	146	297	121	401	178	140	105	23,0	12,5
	Clase 300	BVA225S	146	297	121	422	191	156	118	31,0	15,0
DN40	PN40	BVA225S	146	297	121	419	190	150	118	31,0	15,0
	Clase 300	BVA225S	146	297	121	422	191	156	118	31,0	15,0
DN50	PN40	BVA225S	146	297	121	435	216	165	126	38,0	17,0
	Clase 300	BVA225S	146	297	121	435	216	165	126	38,0	17,0
DN65	PN40	BVA230S	165	332	135	476	241	185	138	50,8	26,0
	Clase 300	BVA230S	165	332	135	479	241	191	138	50,8	26,0



Fuente: Sprax Sarco

Temporizador de Purgas de Fondo BT1000:



spirax/sarco

TI-P405-17
AB Issue 4

Temporizador BT 1000

- Para control temporizado de purga de calderas
- Intervalos de purga y duración ajustables
- Tiempo entre purgas de varias calderas programable
- Verificación periódica del correcto funcionamiento de la válvula de purga
- Sin baterías – ajustes de purga y duración almacenados en memoria no volátil

Descripción

El Spirax Sarco BT 1000 es un temporizador de doble voltaje, diseñado para el control cíclico de los intervalos de purga de calderas de vapor y su duración.

Para instalaciones con varias calderas, pueden conectarse hasta nueve temporizadores, para prevenir que más de una caldera esté purgando al mismo tiempo, previniendo que la purga de varias calderas se produzca en sucesión rápida. Esta característica evita la posibilidad de sobrecarga en el tanque de purga o que el agua de enfriamiento sea descargada a alta temperatura. El temporizador puede conectarse a un interruptor en el actuador de la válvula para visualizar el funcionamiento de la válvula y conecte un relé de alarma si la válvula de purga falla cerrando durante un cierto periodo.

El BT 1000 puede ser utilizado para abrir una válvula con pequeño orificio, ej. una válvula solenoide como base de un control de TDS para situaciones donde un sistema de conductividad no es necesario o posible.

El temporizador tiene en el frontal cuatro LED y dos pulsadores para seleccionar las funciones y ajustar los parámetros. En funcionamiento normal la pantalla muestra normalmente el tiempo de la siguiente purga programada en horas y minutos con el punto decimal parpadeando en intervalos de dos segundos.

Puede montarse un interruptor llave externo en el panel de la caldera y conectado al lazo de la válvula de purga para la apertura y cierre manual. El BT 1000 puede también ser usado con un temporizador acumulativo que funciona únicamente cuando funciona el quemador de la caldera y así ser usado con calderas de funcionamiento intermitente, caso de calderas en standby.

Este producto cumple con la Directiva de Compatibilidad Electromagnética 89/336/EEC al cumplir:

- Emisiones EN 61326: 1997 A1 y A2 equipos Clase B Tabla 4.
- Inmunidad industrial EN 61326: 1997 A1 y A2 equipos Clase A Tabla 1.



Datos técnicos

El voltaje de alimentación se selecciona al instalar

Voltaje de alimentación	posición 230 V	198 - 264V
	posición 115 V	99 - 132 V
Frecuencia		50 - 60 Hz
Fusible	cartucho de 20 mm, 100 mA (T)	
Consumo máximo		6 VA
Tiempo entre purgas		0 - 99 horas
Precisión (típica)		5 segundos/día
Tiempo de cada purga	Purga principal	0 - 99 seconds
	Purgas de pequeño Ø	0 - 0,99 horas
	Tiempo de pausa (Intervalo mínimo entre purgas para diferentes calderas)	0 - 9,9 horas

Atención: Los relés deben protegerse con fusibles externos de 3 A

Materiales

Placa base y Clip de montaje	NORYL SE1 GFN 2
Tapa y Placa intermedia	R - ABS 90 00

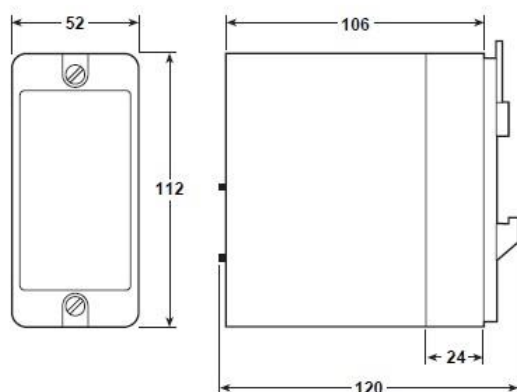
Condiciones límite

Protección	IP40
Temperatura ambiente máxima	55°C
Temperatura ambiente mínima	0°C
Longitud máxima cable (controlador a sonda)	100 m

Fuente: Spirax Sarco

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y g

Peso	500
------	-----

**Información de seguridad, instalación y mantenimiento**

Este documento no contiene suficiente información para la instalación de este equipo. Ver las Instrucciones de Instalación y Mantenimiento que acompañan al equipo que proporcionan toda la información relacionada con el cableado, puesta en marcha e instrucciones de funcionamiento.

ATENCIÓN: Prestar atención a la información sobre Seguridad indicada en el folleto IM-GCM-10, así como a las normas locales sobre purga de calderas.

Atención especial a los peligros de trabajar en calderas paradas cuando otras calderas están funcionando.

Atención:

Aislar la corriente eléctrica antes de desconectar el controlador ya que quedarán al descubierto cables con tensión en la base del controlador.

Nota de instalación:

El controlador debe instalarse en un armario o panel de control protegido del ambiente. El controlador puede montarse en Rail DIN mediante los clips que se suministran o roscarse directamente a una placa.

Características

Temporizador programable con pantalla digital, alarma de mal funcionamiento de la válvula y capacidad de conexión con otros temporizadores.

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 - Temporizador Spirax Sarco BT 1000

Fuente: Spirax Sarco

Válvula de interrupción con fuelle BSA:



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P137-18

ST Issue 1

Válvulas de interrupción con fuelle BSA y BSAT

Descripción

Una gama de válvulas de interrupción con fuelle con bridas PN16, PN25 y PN40 para usar en sistemas de vapor, gas, líquidos, condensado y agua.

Nota: Para ciertas aplicaciones se dispone de obturadores con cono de regulación, asiento blando (hasta DN100) y discos de equilibrio (DN125 y superior).

Opciones disponibles:

Material y tipo		Cierre de válvula					Fuelle	
		Obturador plano estándar	Obturador cono regulación	Obturador disco equilibrado	Obturador asiento blando R-PTFE	Obturador asiento blando R-PTFE	Simple pliegue	Doble pliegue
Hierro fundido	BSA1	*					*	
	BSA1T		*					*
	BSA1 RPTFE				*		*	
	BSA1T RPTFE					*		*
	BSA1B/D			*				*
Fund. Nodular	BSA2 PN16	*					*	
	BSA2 PN25	*†						*
	BSA2T PN16		*					*
	BSA2T PN25		*					*
	BSA2 RPTFE PN16				*		*	
	BSA2T RPTFE PN16					*		*
	BSA2T RPTFE PN25					*		*
Acero	BSA2B/D			*				*
	BSA3	*†						*
	BSA3T		*					*
	BSA3 RPTFE				*			*
	BSA3T RPTFE					*		*
	BSA3B/D			*				*

† Solo DN125 y superior.

Normas Este producto cumple con la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC y los productos llevan la marca CE cuando lo precisan.

Certificados Las BSA1 y BSA1T están disponibles con certificado EN 10204 2.2.

Las BSA2, BSA2T, BSA3 y BSA3T están disponibles con certificado EN 10204 3.1.B.

Nota: Los certificados y requerimientos de inspección se han de solicitar con el pedido.

Tamaños y conexiones

BSA1 y BSA1T

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN16 y JIS B 2210 / KS B 1511 10K

Distancia entre caras - EN 558

BSA2 y BSA2T

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200 y 250* (*solo PN25)

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN16 y PN25

Distancia entre caras - EN 558

BSA3 y BSA3T (DIN)

DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN40 (DN15 - DN150)

Bridas EN 1092 / ISO 7005 PN25 (DN200)

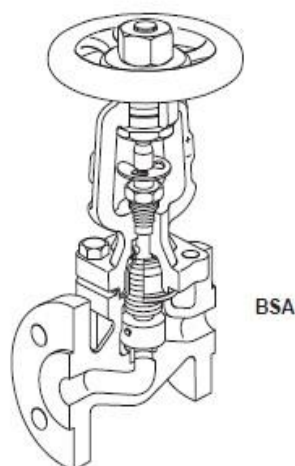
Distancia entre caras - EN 558

BSA3 y BSA3T (ANSI)

Tamaños 1/2", 3/4", 1", 1 1/2", 2", 3", 4", 6" y 8" (*solo ANSI 300)

Bridas ANSI B 16.5 / BS 1500 Clase 150 y 300 y JIS B 2210 / KS B 1511 20K

Distancia entre caras - ANSI B 16.10



BSA

Pérdida del asiento

Pérdida entre disco y asiento según DIN 3230 tasa de pérdida BO1 y ISO 5208 Rate A. Pérdida entre disco y asiento para BSA3 (ANSI) según API 598.

Valores K_V para las BSA1, BSA2 y BSA3

Tamaño	DN15 (½")	DN20 (¾")	DN25 (1")	DN32 (1¼")	DN40 (1½")	DN50 (2")	DN65 (2½")	DN80 (3")	DN100 (4")	DN125 (5")	DN150 (6")	DN200 (8")	DN250 (10")
K_V	4	7	12	19	30	47	77	120	193	288	410	725	1 145

Para conversión: C_V (UK) = $K_V \times 0,97$ C_V (US) = $K_V \times 1,17$

Nota: Para valores K_V y valores de curva característica e la **BSA1T, BSA2T y BSA3T** ver TI-P137-19.

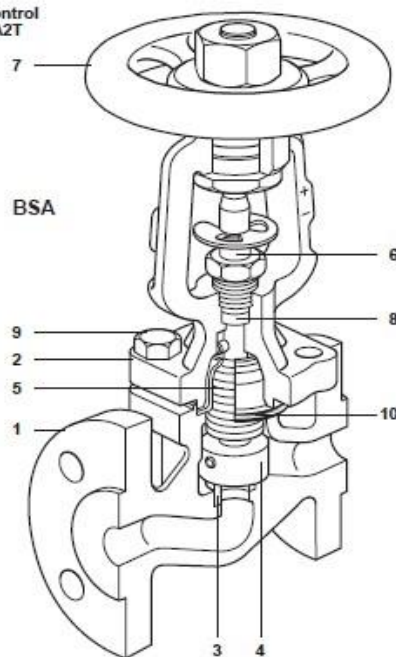
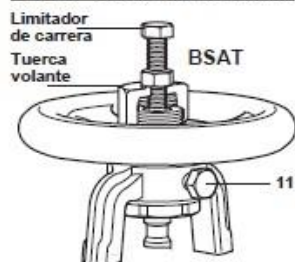
Materiales

No. Parte	BSA1 y BSA1T	BSA2 y BSA2T	BSA3 y BSA3T (DIN)	BSA3 y BSA3T (ANSI)
1 Cuerpo	Hierro fundido DIN 1691 GG 25	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40.3	Acero 1.0619 (GSC 25N)	Acero ASTM A 216 WCB
2 Cabezal	Fundición nodular DIN 1693 GGG 40.3		Acero (DN15 - DN80) DIN 17243 C 22.8 Acero (DN100 - DN200) 1.0619 (GSC 25N)	Acero forjado (DN15 - DN80) ASTM A 105 Acero forjado (DN100 - DN200) ASTM A 216 WCB
3 Asiento	Acero Inoxidable AISI 420			
Metal	Acero Inoxidable DIN 17440 X30 Cr13			
4 Disco	Acero Inoxidable DIN 17440 X30 Cr13			
Asiento Blando	R-PTFE 25% carga de carbono			
5 Fuelle	Acero Inoxidable DIN 17440 X8 Cr Ni Ti 1810			
6 Vástago	Acero Inoxidable AISI 420			
7 Volante	Acero BS 1449 CR4			
8 Empaquetadura	Grafito			
Esparragos	-	Acero DIN 17420 24 Cr Mo 5	Acero ASTM A 193 B7	
9 Tuercas	-	Acero DIN 17420 Ck 35	Acero ASTM A 192 2 H	
Tornillos	Acero DIN 931 Gr. 5.6	-	-	-
10 Junta cuerpo / cabezal	Espirometálica con grafito			
Tornillo DN15 - DN80	Acero M8 x 14 mm BS 3692 Gr. 8.8			
11 bloqueo DN100 - DN150 (BSAT)	Acero M8 x 20 mm BS 3692 Gr. 8.8			
DN200 - DN250	Acero M12 x 20 mm BS 3692 Gr. 8.8			

Limitador de carrera para versiones de control

La tuerca del volante en la **BSA1T, BSA2T y BSA3T** tiene un orificio roscado para montar un limitador de carrera. Se requerirán los siguientes tornillos y tuercas estándar.

Tamaño	Tuerca hexagonal
DN15 - DN80	M8 x 50 mm
DN100 - DN150	M12 x 75 mm
DN200 - DN250	M12 x 100 mm



Conjunto prensaestopas con bridas
Opcional (solo BSA3 ANSI ½" - 4")



Conjunto disco equilibrado Opcional
25 bar ΔP DN125
Usar por 17 bar ΔP DN150 6"
encima de 10 bar ΔP DN200 8"
6 bar ΔP DN250 (solo BSA2)



Opción de disco de asiento blando



Cert. No. LRQ 0963008

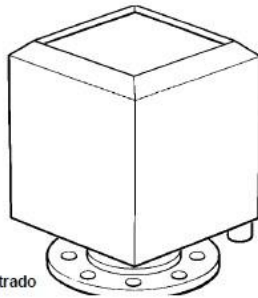
ISO 9001

spirax/sarco

TI-P405-10

AB Issue 2

Casquete de venteo VH



Aireador tipo
VH 3 — VH 12 mostrado

Descripción

Los aireadores Spirax sarco tipo VH están diseñados para montaje vertical en el extremo de tuberías de venteo de vapor. El aireador descarga el vapor húmedo a baja velocidad y de forma segura a la atmósfera, protegiendo al personal y a los edificios de daños. El aireador incorpora un deflector interno para separar el agua del vapor y descargarla a través de la conexión de drenaje.

Aplicaciones

Adecuados para tanques de purga, tanques de condensado, tanques de alimentación de caldera, tanques de almacenamiento de agua caliente, etc.

Atención: No se recomiendan a la salida de válvulas de seguridad.

Tipos disponibles

Tipo de aireador	Rosca entrada	Rosca drenaje
VH2S	2" BSP/NPT	¾" BSP/NPT
VH3S	3" BSP/NPT	¾" BSP/NPT

Tipo de aireador	Brida entrada a convenir	Rosca drenaje
VH3	BS 4504, PN16	¾" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	¾" BSP/NPT
VH4 and VH6	BS 4504, PN16	1" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	1" NPT
VH8 and VH10	BS 4504, PN16	1½" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	1½" NPT
VH12	BS 4504, PN16	2" BSP/NPT
	BS 1560, Class 150	2" NPT

- Separación eficiente
- Reduce ruidos y la velocidad de descarga
- De acero inoxidable, sin partes móviles sin mantenimiento y larga vida
- Aireador simple y efectivo para aplicaciones en general

Instalación y mantenimiento

La instalación de los aireadores con rosca o bridas es muy sencilla. Los aireadores con bridas llevan una brida ligera con agujeros para adaptarse a la brida especificada. La brida de fácil rotación permite que se coloque en la posición del drenaje. El drenaje debe ser conducido a un lugar seguro donde no se descarge agua demasiado caliente a desagüe.

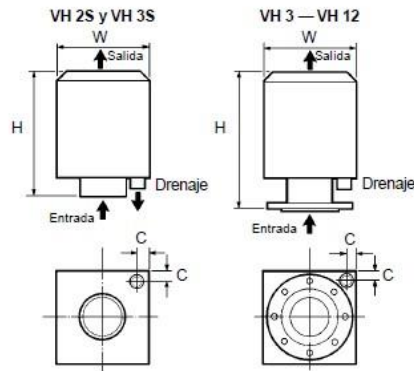
Recomendamos una inspección anual para asegurar que no hay obstrucciones en la salida y el drenaje.

Cómo especificar

Aireador VH de Spirax Sarco de acero inoxidable con rosca o bridas de acero. Los aireadores incorporan un deflector interno y una conexión rosca para drenaje.

Como pasar pedido

1— Aireador Spirax Sarco Tipo VH4 bridas BS4504 PN16, drenaje BSP



Materiales

Cuerpo: Acero inoxidable austenítico

Bridas: Acero zincado y cromado.

Dimensiones / Pesos (aproximadas) en milímetros y Kg

Tipo	VH 2S	VH 3S	VH 3	VH 4	VH 6	VH 8	VH10	VH12
Entrada mm	50mm	80mm	80mm	100mm	150mm	200mm	250mm	300mm
Drenaje	¾" BSP	¾" BSP	¾" BSP	1" BSP	1" BSP	1½" BSP	1½" BSP	2" BSP
Dimensión H mm	210	270	305	320	390	430	495	570
Dimensión W mm	152	202	218	240	340	425	525	625
Peso	2,0	2,5	5,5	6,0	13,0	20,0	28,0	35,0

Fuente: Spirax Sarco



Certificate No. FM163

ISO 9001

spirax/sarco

TI-P027-01

ST Issue 6

Manómetro con sifón y válvula

Tipos disponibles

Manómetro de 100 mm de diámetro con escala en bar.

Puede suministrarse con:-

Sifón tipo R o tipo U con válvula. Construido de acuerdo con la normativa DIN 16005.

Tamaños y conexiones

Manómetro:	3/8" BSP macho (BS 2779)
Válvula:	Lado manóm. 1/4" BSP hembra (BS 2779)
	Lado sifón 3/8" BSP hembra (BS 21)
Sifón R o U:	Lado válvula 3/8" BSP macho (BS 21)
	Lado proceso 3/8" macho (BS 21)

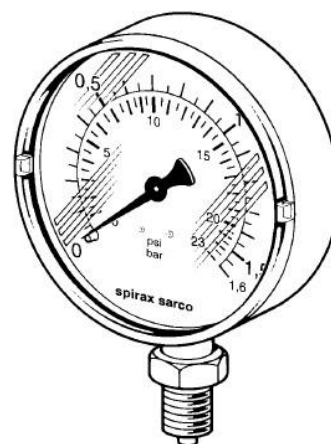
Condiciones límite

Condiciones máximas de diseño PN25

Temperatura máxima de diseño 217°C

(Deben montarse con sifón tipo R o U para alcanzar estas condiciones). Rango 6 (0-25 bar r), con vapor o aire comprimido limitado a 21 bar r (BS 1387). Temperatura máxima servicio, si no se monta sifón, de 60°C. Para aplicaciones por encima de 60°C debe montarse tubo sifón.

El rango de protección es IP3 y debe mantenerse en un ambiente seco y protegido de la intemperie.



Rangos de presión

Rango	bar	psi
1	0 - 1,6	0 - 23
2	0 - 4	0 - 53
3	0 - 6	0 - 86
4	0 - 10	0 - 145
5	0 - 16	0 - 230
6	0 - 25	0 - 360

Materiales

Caja	Acero esmaltado
Manómetro	Cristal Perspex
	Tubo Bourdon CuSh 8 (92 % Cu 8 % Zn)
Sifón tipo R o U	Tubo de acero BS 1387
Válvula	Cuerpo Latón
	Asa Fenólico

Certificados

Este producto dispone de certificados de conformidad y pruebas. Se dispone de un certificado de calibración, bajo pedido y con un coste adicional.

Dimensiones / Peso (aproximados) en milímetros y kg

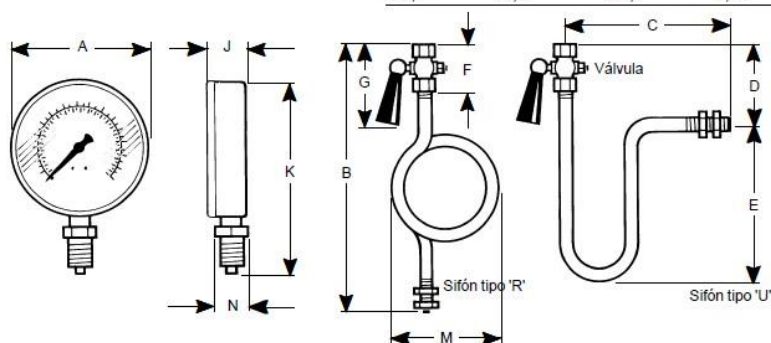
Manómetro	A	J	K	N	Peso
	100	29	137	22 E/C	0,43

Sifón R

	B	F	G	M	Sifón	Peso
	321	35	80	116	0,94	0,21

Sifón U

	C	D	E	Sifón	Peso
	167,5	61,5	136,5	0,59	0,21



Fuente: Spirax Sarco

Instalación

Al igual que con los demás instrumentos, el manómetro Spirax Sarco es un equipo de medición delicado y se han de tomar las precauciones necesarias durante su instalación y uso para que permanezca fiable. Se recomienda que se monten válvulas en todos los manómetros para facilitar la calibración y mantenimiento. Cuando se utilice con vapor u otros gases calientes, los manómetros deben estar protegidos del calor por un sifón en 'U' o 'R' y una válvula. El sifón debe llenarse con agua antes de montar el manómetro. Si la instalación está expuesta a heladas, el manómetro puede reventar.

Los manómetros deben estar protegidos adecuadamente contra vibraciones o cambios bruscos de presión.

La válvula de Spirax Sarco tiene diferentes roscas en cada extremo, la que está marcada con una 'G' es para el manómetro y se ha de usar la junta que se suministra. Apretar el manómetro usando una llave fija de 22 mm E/C y girando la carcasa del manómetro. Durante el uso normal, los manómetros no han de sobrepasar el 75 % de la lectura máxima de la escala.

Mantenimiento y recalibración

El manómetro Spirax Sarco no tiene recambios, el único trabajo de mantenimiento que requiere es la limpieza del cristal y recalibrado. No usar disolventes para limpiar el cristal.

Nota: Las válvulas del manómetro deben abrirse y cerrarse suavemente para evitar shocks de presión en los manómetros.

Para recalibrar, se puede retirar el cristal usando un destornillador plano estrecho colocado en las ranuras del borde del cristal. La aguja se podrá sacar del eje y colocar, presionando suavemente, en la lectura correcta. Después de la calibración, presionar suavemente el cristal de nuevo en su posición. Volver a montar el manómetro en el sistema.

Seguridad

Presión

Antes de efectuar cualquier mantenimiento en el manómetro, considerar que hay o ha pasado por la tubería. Aislar (usando válvulas de aislamiento independientes) y dejar que la presión se normalice y dejar enfriar antes de abrir. Esto se puede conseguir fácilmente montando una válvula de despresurización Spirax Sarco tipo DV. No asumir que el sistema está despresurizado aunque el manómetro de presión indique cero.

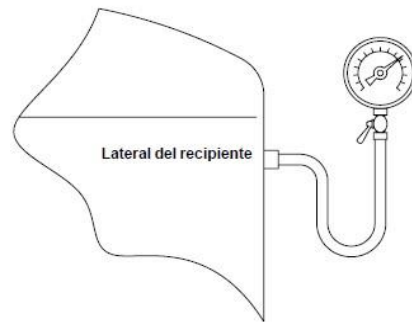
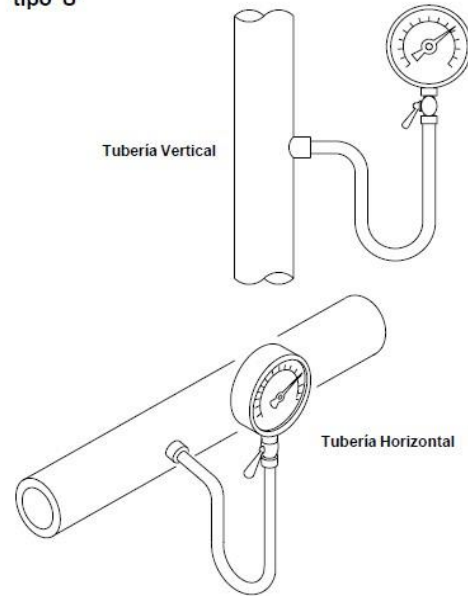
Temperatura

Dejar que se normalice la temperatura después de aislar para evitar quemaduras y considerar si se requiere usar algún tipo de protección (por ejemplo gafas protectoras).

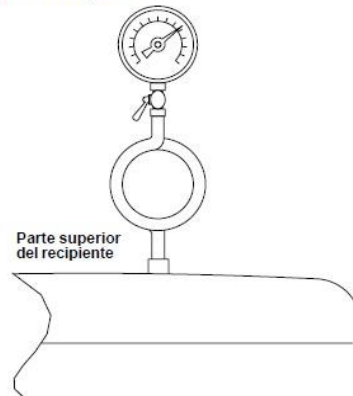
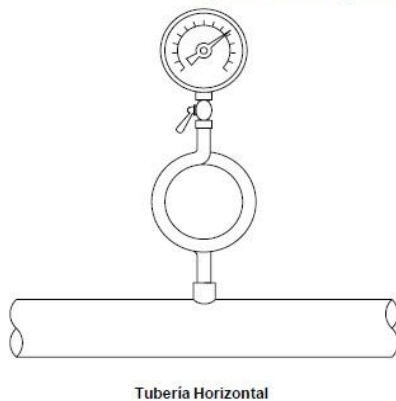
Eliminación

El eliminador es totalmente reciclable. No es perjudicial con el medio ambiente si se elimina con las precauciones adecuadas.

Aplicaciones típicas de un manómetro y sifón tipo 'U'



Aplicaciones típicas de un manómetro y sifón tipo 'R'



Fuente: Spirax Sarco

Filtro/Regulador de alta eficiencia para aire comprimido Spirax-Monnier MPC2

- Unidad compacta filtro/regulador de alto rendimiento en la eliminación de aceite.
- Eficiencia:- Superior al 99,99% segun normas BS 3928, BS 4400 y D.O.P.
- Remanente de aceite a 21°C-inferior a 0,01mg/m³.
- 100% eliminación de agua a temperatura de la línea.
- Campana de policarbonato BS 6005
- Opciones: campana metálica / tapa seguridad
- Protector de campana opcional
- Campana de policarbonato con o sin drenaje manual.

Descripción

El filtro/regulador Spirax-Monnier de alta eficiencia, proporciona aire de alta calidad, con un control de presión preciso y descarga automática, adecuado para Actuadores Neumáticos y sistemas neumáticos generales.

Opciones

Las siguientes opciones están disponibles sin coste adicional, especificar al pasar pedido:

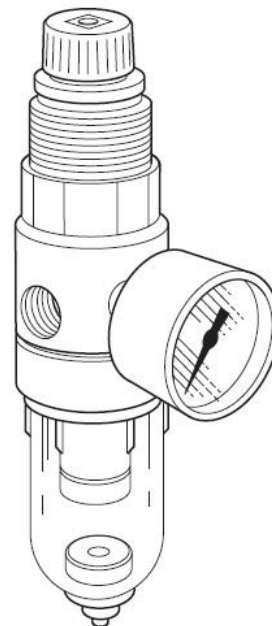
- Resorte de ajuste alternativo.
- Campana sin drenaje.

Tamaños y conexiones

Rosca 1/4" BSP (BS 21-Rp, ISO 7)

Extras opcionales (Ver TI-P054-05, incluye recambios)

- Tapa seguridad
- Junta bloqueo
- Soporte y aro de montaje
- Manómetro
- Campana metálica
- Protector campana metálica



Límites de operación

Temperatura máxima	50°C
Presión máxima	10 bar r
Caudal máximo	ver gráfico de rendimiento en TI-P054-05

Gama de presiones:

Todos los reguladores pueden ajustarse para presión cero o por encima de las cifras indicadas.

0,2 - 2,0 bar r	0,3 - 4,0 bar r	0,7 - 9,0 bar r
-----------------	-----------------	-----------------

Materiales

Parte	Material
Cuerpo	Aluminio (acabado Epoxy)
Campana	Policarbonato
Cabezal	Policarbonato
Elemento filtrante	MicroFibras/Acero inoxidable
Válvula	Nitrilo

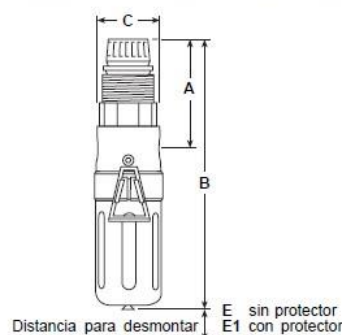
Como pasar pedido

Indicar cantidad, tamaño y tipo. El filtro/regulador se suministra para regulación de 0,7 a 9 bar.

Ejemplo: 1 filtro/regulador para aire comprimido de alta eficiencia Spirax-Monnier MPC2 de 1/4" con resorte de control de 0,3 - 4,0 bar r.

Dimensiones / peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño	A	B	C	E	E1	Peso
1/4"	65	155	41	25	45	0,2



Fuente: Spirax Sarco.

¿Dónde emplear el MPC2?

El MPC2 se usa para proporcionar aire comprimido de alta calidad. Hay un número importante de aplicaciones donde se requiere aire comprimido de muy alta calidad. Ejemplos típicos son los rodamientos de máquinas neumáticas, equipos de calibración, suministro a instrumentos, aire de respiración, sistemas de fluidos, posicionadores neumáticos etc.

Eficiencia del MPC2

Los filtros de alta eficiencia Spirax-Monnier han sido verificados según BS 3928 o D.O.P. con una eficiencia mayor del 99,999%. En el test de flama de sodio (BS 3928) el elemento es traspasado por una nube de partículas de masa inferior a 0,6 micron. En el test del American D.O.P., con una nube de partículas de masa inferior a 0,3 micron.

Funcionamiento

Estas unidades filtran las partículas sólidas y coalescen los líquidos y aerosoles.

El aire es conducido al interior del cartucho filtrante que está formado por un laberinto de microfibras que retienen las partículas sólidas de tamaño inferior a la micra. Las partículas de líquido y aerosoles en su paso a través del elemento, chocan entre ellas y con las fibras, quedando retenidas y aumentando su tamaño (coalescen). El recubrimiento especial de plástico poroso facilita el desarrollo del tamaño de las gotas provocando su caída por gravedad al fondo del vaso, de donde son eliminadas de forma automática o manual. El recubrimiento de plástico reduce la posibilidad de retomar al circuito primario.

Con el volante de ajuste (1) girado en sentido contrario a las agujas del reloj, el resorte de la válvula (13) mantiene la válvula (8) cerrada. Girando el volante de ajuste en el sentido de las agujas del reloj, se comprime el resorte de control (11), el conjunto diafragma (10) es empujado abriendo la válvula principal (8). Así que el aire fluye hacia el lado de salida (9) del filtro/regulador, la presión del secundario aumenta. La presión del secundario aumenta en la parte inferior del diafragma. Así como la presión controlada varía, también varía la fuerza bajo el diafragma. Cuando esta fuerza (proporcional a la presión de salida) se iguala con la presión del resorte de control, la válvula principal cierra. Cualquier disminución de la presión de salida produce la apertura de la válvula principal para mantener la presión del secundario.

Cualquier aumento de la presión del secundario por encima del valor de ajuste hace que el diafragma y empujador (12) se eleven. Esto permite al aire escapar a través del centro del empujador hacia la atmósfera. Cuando el exceso de presión ha sido eliminado, el orificio del empujador se cierra.

Asegurarse que la campana se drene periódicamente mediante la válvula de acción rápida (16).

Seguridad

Las campanas de policarbonato son atacadas por disolventes orgánicos, tetracloruro de carbono, éster fosfatados y otros. Algunos aceites lubricantes para compresores contienen aditivos no compatibles con el policarbonato. En caso de duda se recomienda el uso de campana de metal o protector metálico.

Instalación

Montarlo en una tubería horizontal con la flecha en el sentido del flujo y con la campana hacia abajo, tan cerca como sea posible del equipo. Es recomendable instalar un manómetro en la conexión de $\frac{1}{4}$ " del propio regulador para indicar la presión de salida. Si no se usase esta conexión para el manómetro; se debe tapar con el tapón que se suministra.

Puntos a tomar en cuenta:

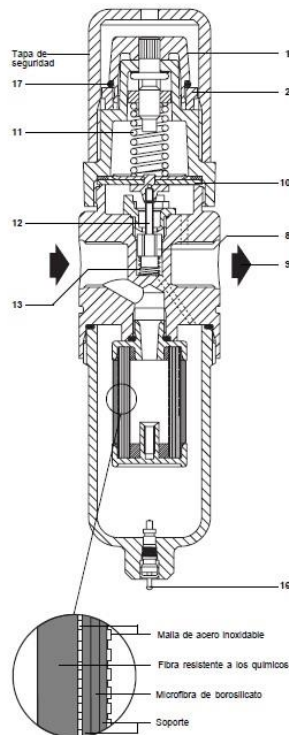
1. Los filtros coalescentes deben instalarse lo más cerca posible de los equipos a proteger.
2. No sobrepasar el caudal máximo (para cualquier presión) tal como indica el gráfico ya que algo de líquido puede ser arrastrado a la salida. Ver TI-P054-05.
3. No sobrecargar el cartucho filtrante ya que se reduciría la eficiencia y la vida útil. Es recomendable instalar delante un filtro IF para aumentar las características y su vida útil.
4. La campana de de policarbonato puede cambiarse por una metálica.

Ajuste del MPC2:

Si tiene una junta de bloqueo (17), retirarla para reajustar la presión a la deseada. Levantar el aro (2). Girar el volante (1) en el sentido de las agujas del reloj para aumentar la presión. Apretar el aro para bloquear.

Nota: Puede haber una tapa de seguridad metálica tapando el volante de ajuste.

Realizar el ajuste en condiciones de flujo. En general experimenta un ligero aumento de la presión de salida con caudal nulo.



Fuente: Spirax Sarco.

A.8. Propiedades termofísicas del agua a 70°C

ChemicaLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
☒ Temperature Value, °C
☐ Pressure

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Close

Calculate

Phase:
☐ Vapor ☒ Liquid ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	70	°C
Pressure	0.312009	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00102277	m³/kg
Density	977.734	kg/m³
Compressibility factor	0.0002015	dimensionless
Enthalpy	293.065	kJ/kg
Entropy	0.955132	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-34.7204	kJ/kg
Internal energy	293.033	kJ/kg
Gibbs free energy	-34.6885	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.92525	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
☒ Temperature Value, °C
☐ Pressure

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Close

Calculate

Phase:
☐ Vapor ☒ Liquid ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Coefficient of thermal expansion	0.000584014	1/°C
Isothermal compressibility	4.51757E-005	1/bar
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	12.9276	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	5.97314E-007	m³/(kg.°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-4.62045E-008	m³/(kg.bar)
Viscosity (dynamic)	403.875	µPa.s
Thermal conductivity	0.663092	W/(m.°C)
Surface tension	0.0644808	N/m
Prandtl number	2.55217	dimensionless
Static dielectric constant	63.7679	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	8.17805E-005	kJ/(kg.bar)
Joule-Thomson coefficient	-0.019517	°C/bar

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

A.9. Velocidades admisibles recomendadas

Servicio	Velocidad del Fluido	
	ft/min	m/s
Tubos de caldera y turbina	6000 -12000	30.5 - 60.9
Colectores de vapor	6000 - 8000	30.5 - 40.6
Líneas ramales de vapor	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de alimentación de agua	250 - 850	1.3 - 4.3
Líneas de salida de vapor y de baja presión	6000 -15000	30,5 - 76.2
Líneas de succión de bombas	100 - 300	0.51 - 1.52
Líneas de purga de vapor	4000 - 6000	20.3 - 30.5
Líneas principales de servicio de agua	120 - 3000	0.61 - 1.52
Líneas de vapor de vacío	20000 - 40000	101.6 - 203.2
Líneas de petróleo crudo	50 - 350	0.25 - 1.78
Líneas de aire comprimido	1500 - 2000	7.5 -10.2
Tubos de vapor recalentado	2000 - 5000	10.2 - 25.4
Tubos de condensadores (agua)	150 - 300	0.76 - 1.52
Gases residuales	2952.75-4921.25	15 - 35

Fuente: Handbook of mechanical engineering calculations second edition Tyler G. Hicks, PE pág. 8.12

A.10. Tuberías de acero ASTM A-53, Cédula 40

Diámetro Nominal (in)	Diámetros (in)		Área Transversal (in ²)	
	Exterior	Interior	Exterior	Interior
1/8	0.41	0.27	0.13	0.06
1/4	0.54	0.36	0.23	0.10
3/8	0.68	0.49	0.36	0.19
1/2	0.84	0.62	0.55	0.30
3/4	1.05	0.82	0.87	0.53
1	1.32	1.05	1.36	0.86
1 1/4	1.66	1.38	2.16	1.50
1 1/2	1.90	1.61	2.84	2.04
2	2.38	2.07	4.43	3.36
2 1/2	2.88	2.47	6.49	4.79
3	3.50	3.07	9.62	7.39
3 1/2	4.00	3.55	12.56	9.89
4	4.50	4.03	15.90	12.73
5	5.56	5.05	24.30	20.00
6	6.63	6.07	34.47	28.89
8	8.63	7.98	58.42	50.02
10	10.75	10.02	90.76	78.85
12	12.75	11.94	127.64	111.90
14	14.00	13.13	153.94	135.30
16	16.00	15.00	201.05	176.70
18	18.00	16.88	254.85	224.00
20	20.00	18.81	314.15	278.00
24	24.00	22.63	452.40	402.10

Fuente: http://www.tecnituberias.com/Spanish/Casing_files/TABLA%20ESPECIFICACION%20TUBERIA.pdf

A.11. Propiedades termofísicas del vapor flash a 1bar

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
☐ Temperature Value, bar 1
☒ Pressure

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Close Calculate

Phase:
☒ Vapor ☐ Liquid ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	99.6059	°C
Pressure	1	bar
Steam quality	100	%
Volume	1.69393	m³/kg
Density	0.590344	kg/m³
Compressibility factor	0.984649	dimensionless
Enthalpy	2674.95	kJ/kg
Entropy	7.35885	kJ/(kg·°C)
Helmholtz free energy	-237.5	kJ/kg
Internal energy	2505.55	kJ/kg
Gibbs free energy	-68.1069	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.5548	kJ/(kg·°C)

ChemicalLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
☐ Temperature Value, bar 1
☒ Pressure

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Close Calculate

Phase:
☐ Vapor ☒ Liquid ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	99.6059	°C
Pressure	1	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00104315	m³/kg
Density	958.632	kg/m³
Compressibility factor	0.000606366	dimensionless
Enthalpy	417.504	kJ/kg
Entropy	1.30276	kJ/(kg·°C)
Helmholtz free energy	-68.2112	kJ/kg
Internal energy	417.4	kJ/kg
Gibbs free energy	-68.1069	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.77021	kJ/(kg·°C)

ChemicalLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About Saturated Superheated/Subcooled Constants

Independent Variable:
☐ Temperature Value, bar 1
☒ Pressure

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Close Calculate

Phase:
☐ Vapor ☒ Liquid ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Coefficient of thermal expansion	0.000748507	1/°C
Isothermal compressibility	4.89542E-005	1/bar
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	15.2899	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	7.80808E-007	m³/(kg·°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-5.10668E-008	m³/(kg·bar)
Viscosity (dynamic)	282.914	µPa.s
Thermal conductivity	0.678965	W/(m·°C)
Surface tension	0.0589878	N/m
Prandtl number	1.75641	dimensionless
Static dielectric constant	55.6279	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	7.52103E-005	kJ/(kg·bar)
Joule-Thomson coefficient	-0.0178425	°C/bar

ChemicalLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

A.12. Resistencias térmicas de ensuciamiento

Fluido industrial	R_s (m ² °C/W)
Gases y vapores	
Gas manufacturado	0,001761
Gases de escapes de motor	0,001761
Vapor libre de aceite	0,000088
Vapores de refrigerantes con aceite	0,000352
Aire comprimido	0,000176
Vapores de amoníaco	0,000176
Vapores de CO ₂	0,000176
Vapores de cloro	0,000352
Gas de combustión de carbón	0,001761
Gas natural	0,000881
Líquidos	
Agua de alimentación	0,000088
Refrigerantes	0,000176
Fluido hidráulico	0,000176
Medio orgánico de transferencia de uso industrial	0,000352
Amoníaco líquido	0,000176
Amoníaco líquido con aceite	0,000528
Soluciones de cloruro de calcio	0,000528
Soluciones de cloruro de sodio	0,000528
CO ₂ líquido	0,000176
Cloro líquido	0,000352
Soluciones de metanol	0,000352
Soluciones de etanol	0,000352
Soluciones de etilén glicol	0,000352
Aceites vegetales	0,000528
Gasolina natural y gases petroleros licuados	0,000176 – 0,000352
Naftas líquidas	0,000176
Queroseno	0,000352 – 0,000528
Gasóleo liviano	0,000352 – 0,000528
Gasóleo pesado	0,000528 – 0,000881
Soluciones de soda cáustica	0,000352
Asfalto	0,000881
Fuel oil nº 2	0,000352
Fuel oil nº 6	0,000881
Aceite de transformadores	0,000176
Lubricante de máquina	0,000176

Aceite para templado	0,000705
Crudos, -30 a 175 °C	0,000352 – 0,000881
Crudos, 175 a 230 °C	0,000528 – 0,001057

Fuente: Manual del ingeniero químico, Perry

A.13. Propiedades del acero

Propiedades de metales sólidos

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
						473	787	925	1 042		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2			174	185		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	112	120	127			
						16.5	9.69	7.04			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AISI 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971

Fuente: Transferencia de calor , Cengel, 3era edición, pag 844.

A. 14. Propiedades físicas de las purgas a 9.62bar.

ChemicaLogic SteamTab Companion

Independent Variable:
☐ Temperature
☒ Pressure Value, bar

Units:
☒ Metric/SI
☐ English

Phase:
☐ Vapor
 ☒ Liquid
 ☐ Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	178.201	°C
Pressure	9.62	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00112497	m³/kg
Density	888.913	kg/m³
Compressibility factor	0.00519532	dimensionless
Enthalpy	755.117	kJ/kg
Entropy	2.1218	kJ/(kg·°C)
Helmoltz free energy	-203.642	kJ/kg
Internal energy	754.035	kJ/kg
Gibbs free energy	-202.56	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.40219	kJ/(kg·°C)
Heat capacity at constant pressure	4.20703	kJ/(kg·°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

A.15. Catálogo de aislante térmico – Lana Mineral.



Jr. Chávez Tueros 1296, Chacra Ríos Sur, Lima1
Telef. 425-9520 / 425-8130 - Telefax: 425-8281
Nextel: 829*7173 / Rpm: #548597
www.gerdipac.com.pe / gerdipac.com.pe

CATALOGO DE PRODUCTOS AISLANTES

Lana Mineral de Roca

Rockwool Board

Los paneles de lana mineral de roca son considerados como el material mas ligero y más económico de los materiales aislantes para uso comercial e industrial. Es útil para aislamiento térmico y acústico y para protección contra fuego en fabricas, plantas de fuerza, calderos, almacenamientos fríos y calientes,



Description	Specification
Densidad	40,60,80,10,150 kg/m ³
Espesor	30,50,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	1200 x 600 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	450 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Pipe



Las cañuelas preformadas de lana mineral de roca son un material económico y ligero, se utilizan para aislamiento térmico y acústico y para protección al fuego en plantas de fuerza, dispositivos de combustible, fábricas, sistemas de aire acondicionado

Description	Specification
Densidad	32,40,48,64 kg/m ³
Espesor	25,30,50 mm
Longitud	1000 mm
Diámetro interno	De 18mm a 4500mm
Conductividad térmica	0.35w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, gradoA
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

Rockwool Blanket

La manta flexible de lana mineral de roca es un material suave y de fácil instalación. Se usa para la protección contra fuego y aislamiento térmico y acústico en depósitos de combustible de grandes dimensiones, calderos, techos, etc. Puede venir con o sin refuerzo de malla metálica galvanizada.



Description	Specification
Densidad	60,80,100,120 kg/m ³
Espesor	40,50,60,70,80,100 mm
Dimensiones(LxA)	5000*600,5000*910 mm
Conductividad Térmica	0.035w/mk a 70 °C
Protección contra fuego	No combustible, grado A
Resistencia a la Temp.	600 °C
Prueba contra humid.	<95%

Fuente:http://www.gerdipac.com.pe/Especificaciones_Tecnicas_Lana_Mineral__Lana_de_Roca.pdf

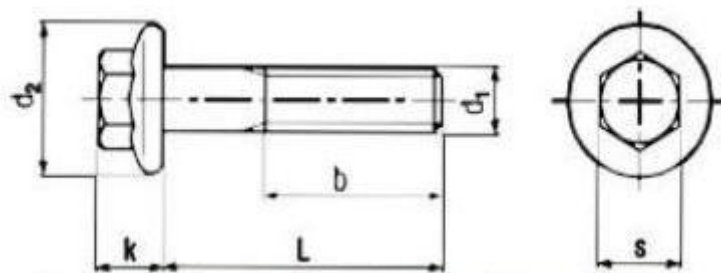
A.16. Propiedades de los materiales

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Unit Weight w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminum (all alloys)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron (gray)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Titanium alloys	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica 8va edición, Shigley

A.17. Catálogo de pernos.

MARCAS DE CLASES RESISTENCIA PERNOS DE ACERO (EN)									
CLASES DE RESISTENCIA Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	MATERIAL	DIÁMETRO NOMINAL DEL PERNO	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	CARGA DE PRUEBA	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	DUREZAS	
				PSI		KG/mm ²		MIN	MÁX
 CLASE DE RESISTENCIA 5.8	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE BAJO O MEDIANO CARBONO	DESDE M6 HASTA M38	54.000	71.000	38	50	B82	B99.5
 CLASE DE RESISTENCIA 8.8	ISO 898 PARTE 1	ACERO DE MEDIO CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	M6 HASTA M16	71.000	114.000	58	80	C22	C32
			SOBRE M16 HASTA M38	85.000	114.000	60	80	C23	C39
 CLASE DE RESISTENCIA 10.9	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M38	118.000	143.000	83	100	C32	C39
 CLASE DE RESISTENCIA 12.9	ISO 898 PARTE 1	ACERO ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	DESDE M6 HASTA M38	138.000	171.000	97	120	C39	C44
PSI : LIBRAS/PULGADAS CUADRADA KG/mm ² : KILOS POR MILÍMETRO CUADRADO									



Diameter	M6	M8	M10	M12	M16
b	18	22	26	30	38
d ₂ max.	14	18	22.3	26.6	35
k max.	6.6	8.1	9.2	11.5	14
s max.	10	13	15	16	21

Fuente: www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf

A.18. Esfuerzo admisible según el tipo de terrenos.

Naturaleza	Esfuerzo admisible KPa
Roca dura sólida.	2400
Pizarra o roca mediana.	960
Roca blanda.	480
Arcilla dura o grava compacta.	380
Arcilla blanda o arena suelta.	100

Fuente: Resistencia de materiales aplicada Robert L. Mott-- 3era edición pag. 109, tabla 3.7

A.19. Propiedades del agua a temperatura ambiental.

The screenshot shows the 'ChemicaLogic SteamTab Companion' window. The 'Saturated' tab is selected. Under 'Independent Variable', 'Temperature' is chosen with a value of 20 °C. 'Units' are set to 'Metric/SI'. 'Phase' is set to 'Liquid'. A table of properties is displayed below.

Property	Value	Unit
Temperature	20	°C
Pressure	0.0233932	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00100184	m³/kg
Density	998.162	kg/m³
Compressibility factor	1.73225E-005	dimensionless
Enthalpy	83.9141	kJ/kg
Entropy	0.296483	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-3.00229	kJ/kg
Internal energy	83.9118	kJ/kg
Gibbs free energy	-2.99995	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	4.15704	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	4.18126	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

A.20. Algunas propiedades del pescado

	<i>agua</i>	<i>sólidos</i>	<i>grasa</i>
<i>material</i>	%	%	%
pescado crudo	70	18	12
torta de prensa	53	44	3
licor de prensa	78	6	dieciséis
diluir el agua de cola	95	5	<1
conc. agua de cola	sesenta y cinco	33	2
comida de pescado	9	85	6

Fuente: Departamento de Pesca y Acuicultura, <http://www.fao.org/fishery/es>

A.20.Hojas de cálculo

Calculo actual de calderos

Datos de ingreso

Datos de salida

Consumo de combustible de calderos pirotubulares actuales	
Tiempo de operación de planta (Top)	225 dias/año 20 hora/dia
Total	4500 hora/año
Numero de caldero pirotubular	Consumo de
400 BHP-01	613362 gal/año
400 BHP-02	617038 gal/año
600 BHP	937273 gal/año
700 BHP	1093485 gal/año
800 BHP	1265778 gal/año
Total	4526936 gal/año
	3641,66852 Kg/h
	1,01157459 kg/s

Parametros de caldero pirotu	Balance energetico de caldero piro tubular de 400 BHP-01			
datos de funcionamien	Calor util de caldera			
Capacidad de caldera en kg /h	flujo masico de vapor en kg/s			1,740 kg/s
Presion de vapor en bar absoluto	9,62069 bar @			
	Entalpia del vapor saturado a 9.62 bar @			2774,700 KJ/Kg
datos de combustible industrial n 6				
Consumo de combustible en kg/h	Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C			251,100 KJ/Kg
	493,4157 kg/h			
Temperatura del combustible	Calor util de caldera 63 °C			4391,064 KW
Calor especifico del combustible industrial	Calculo de flujo masico y calor perdido por purgas			
	Entalpia del agua de vapor a 20 C			83,9 KJ/Kg
Entalpia del combustible (Hcble)	Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @			755,2 KJ/Kg
	178,75 KJ/Kg			
Grado api del combustible	flujo masico de purgas de caldera			0,4745455 Kg/s
	11.5			
Datos de agua de alimentacion a caldera	Calor de purgas de caldera			318,56236 KW
Total de solidos disueltos en agua	450 ppm			
	Calculo de los ratio aire combustible y calor total y eficiencia de caldera			
Total de solidos disueltos de caldera	Poder calorifico Superior 2100 ppm			18380 BTU/Lb
temperatura agua de alimentacion actual	Poder calorifico Inferior 60 °C			40353,28 KJ/Kg
Cp agua de alimentacion actual	flujo masico de combustible a caldera			0,1371 Kg/s
	4,185 KJ/Kg °C			
Datos del aire y gases residuales	Ratio de aire combustible			28,758 kg-aire/kg-cble
Temperatura de los gases residuales	265 °C			
	T _{gr}			

Cp gases residuales	Calor total	1,11328 Kj/Kg C		5912,893 KW
Entalpia de gases residuales (Hgr)	Entalpia de caldero	295,0192 Kj/Kg		79,650 %
Calculo del flujo masico de vapor flash				
Temperatura aire precalentado				
Calor especifico del aire precalentado	Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @	1,008 Kj/Kg C		755,20 kj/kg
Entalpia del aire (Haire)	Entalpia del liquido saturado a 1 bar @	190,25 Kj/Kg		417,50 kj/kg
	Entalpia de vaporizacion a 1 bar @			2257,00kj/kg
	Porcentaje de vapor flash			14,96 %
	Flujo masico de vapor flash		$\dot{m}_{v,F}$	0,071 Kg/s 255,611 Kg/h

Parametros de caldero pirotu	Balance energetico de caldero pirotubular de 400 BHP-02			
Datos de funcionamien	Calculo del calor util de caldera			
Capacidad de caldera en kg /h	flujo masico de vapor	1,740 kg/s		
Presion de vapor en bar absoluto	9,62069 bar @ Entalpia del vapor saturado a 9.62 bar @			2774,700 KJ/Kg
Datos de combustible	Industrial n 6			
Consumo de combustible en kg/h	Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C 488,5728 kg/h			251,100 KJ/Kg
Temperatura del combustible	Calor util de caldera 65 °C			4391,064 KW
	Calculo de flujo masico y calor perdido por purgas			
Calor especifico del combustible industrial	Entalpia del agua de pozo a 20 C 2,75 KJ/Kg °C			83,9 KJ/Kg
Entalpia del combustible (Hcble)	Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @ 178,75 KJ/Kg °C			755,2 KJ/Kg
Grado api del combustible	flujo masico de purgas de caldera 11,5			0,489375 Kg/s
Datos de agua de alimentacion a caldera	Calor de purgas de caldera			328,51744 KW
Total de solidos disueltos en agua	Calculo de los ratio aire combustible y calor total y eficiencia de caldera			
Total de solidos disueltos de caldera	Poder calorifico Superior 2050 ppm			18380 BTU/Lb
temperatura agua de alimentacion actual	Poder calorifico Inferior 60 °C			40353,28 KJ/Kg
Cp agua de alimentacion actual	Flujo masico de combustible a caldera 0,1379 kg/s			0,1379 Kg/s
Datos del aire y gases residuales de caldera	Relacion aire combustible 29,406			29,406 kg-aire/kg-cble
Temperatura de los gases residuales	T _{gr}			

Cp gases residuales	Calor total	1,11328 Kj/Kg C		5956,443 KW
Entalpia de gases residuales (Hgr)	Entalpia de gases residuales	293,4192 Kj/Kg		79,235 %
Temperatura aire precalentado	Calculo del porcentaje y flujo masico de vapor flash de purgas			
Calor especifico del aire precalentado	Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @ C			755,20 kj/kg
Entalpia del aire (Haire)	Entalpia del liquido saturado a 1 bar @	90,72 Kj/Kg		417,50 kj/kg
	Entalpia de vaporizacion a 1 bar @			2257,00kj/kg
	Porcentaje de vapor flash			14,96 %
	Flujo masico de vapor flash			0,073 Kg/s 263,599 Kg/h

Parametros de caldero pirotubular de 600 BHP		Balance energetico de caldero pirotubular de 600 BHP	
datos de funcionamiento de caldera		Calculo del Calor util de caldera	
Capacidad de caldera en kg /h		Flujo masico de vapor en kg/s	2,610 kg/s
Presion de vapor en bar absoluto		9,62 bar @ Entalpia del vapor saturado a 9.62 bar @	2774,700 KJ/Kg
datos de combustible industrial n 6			
Consumo de combustible en kg/h		Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	251,100 KJ/Kg
Temperatura del combustible		Calor especifico de caldera	6586,596 KW
Calor especifico del combustible industrial		Calculo de flujo masico y calor perdido por purgas	
		Entalpia del agua de pozo a 20 C	83,9 KJ/Kg
Entalpia del combustible (Hcble)		Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @	755,2 KJ/Kg
Grado api del combustible		11,5 flujo masico de purgas de caldera	0,6348649 Kg/s
Datos de agua de alimentacion a caldera			
Total de solidos disueltos en agua		Calor de purgas de caldera	426,18478 KW
		Calculo de los ratio aire combustible y calor total y eficiencia de caldera	
Total de solidos disueltos de caldera		Poder calorifico Superior	18380 BTU/Lb
Temperatura agua de alimentacion actual		60 °C Poder calorifico inferior	40353,28 KJ/Kg
Cp agua de alimentacion actual		4,185 KJ/Kg °C	0,2094 Kg/s
Datos del aire y gases residuales de caldera		flujo masico de combustible a caldera	
Temperatura de los gases residuales	T _{gr}	265 °C	
		Relacion aire combustible	33,057 kg-aire/kg-cble

Cp gases residuales		Calor específico 1328 Kj/Kg C		9117,126 KW
Entalpia de gases residuales (Hgr)		Entalpia de gases 255,0192 Kj/Kg	Eficiencia del caldero	76,919 %
Temperatura aire precalentado		Calculo del flujo masico de vapor flash		
Calor especifico del aire precalentado		Entalpia de liquido saturado a 9.62 bar @ 755,20 Kj/Kg C		755,20 kj/kg
Entalpia del aire (Haire)		90,72 Kj/Kg	Entalpia del liquido saturado a 1 bar @	417,50 kj/kg
		Entalpia de vaporizacion a 1 bar @		2257,00kj/kg
		Porcentaje de vapor flash		14,96 %
		Flujo masico de vapor flash		0,095 Kg/s
				341,966 Kg/h

(Haire)

90,72 KJ/Kg

Parametros de caldero pirotubular de 700 BHP		
datos de funcionam caldera	10962 kg/h	
Capacidad de caldera en kg /h		
Presion de vapor en bar absoluto industrial n 6	9,62 bar @ datos de combustible	
Consumo de combustible en kg/h		879,6479 kg/h
Temperatura del combustible		65 °C
Calor especifico del combustible industrial		2,75 KJ/Kg °C
Entalpia del combustible (Hcble)		178,75 KJ/Kg °C
Grado api del combustible		11,5
Datos de agua de alimentacion a caldera		450 ppm
Total de solidos disueltos en agua		
Total de solidos disueltos de caldera		2250 ppm
Temperatura agua de alimentacion actual		60 °C
Cp agua de alimentacion actual		4,185 KJ/Kg °C
Datos del aire y gases residuales de caldera		
Temperatura de los gases residuales	T _{gr}	265 °C
Cp gases residuales		1,11328 KJ/Kg C
Entalpia de gases residuales (Hgr)		295,0192 KJ/Kg
Temperatura aire precalentado		90 °C
Calor especifico del aire precalentado		1,008 KJ/Kg C

Flujo

Balance energetico de caldero pirotubular de 700 BHP		
Calculo del Calor util de caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s		3,045 kg/s
Entalpia del vapor saturado a 9.62 bar @		2774,700 KJ/Kg
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C		251,100 KJ/Kg
Calor util de caldera		7684,362 KW
Calculo del flujo masico y calor perdido por purgas		
Entalpia del agua de pozo a 20 C		83,9 KJ/Kg
Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @		755,2 KJ/Kg
Flujo masico de purgas de caldera		0,761 Kg/s
Calor de purgas de caldera		511,027 KW
Calculo de los ratio aire combustible , calor total y eficiencia de caldera		
calor t Poder calorifico Superior		18380 BTU/Lb
Poder calorifico Inferior		40353,28 KJ/Kg
Flujo masico de combustible a caldera		0,2443 Kg/s
Relacion aire combustible		32,780 kg-aire/kg-cble
Calor total		10630,512 KW
Eficiencia de caldero		77,093 %
Calculo del flujo masico de vapor flash		
Calculo del porcentaje de vapor flash		
Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @		755,20 kJ/kg
Entalpia del liquido saturado a 1 bar @		417,50 kJ/kg
Entalpia de vaporizacion a 1 bar @		2257,00 kJ/kg
Porcentaje de vapor flash		14,96 %
		0,114 Kg/s

Entalpia del aire

masico de vapor flash
410,043 Kg/h

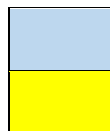
Parametros de caldero pirotubular de 8		Balance energetico de caldero pirotubular de 800 BHP	
datos de funcionamiento de calder		Calculo del Calculo del Calor util de caldera	
Capacidad de caldera en kg /h		Flujo masico de vapor en kg/s	3,480 kg/s
Presion de vapor en bar absoluto		9,62 bar @	
		Entalpia del vapor saturado a 9.62 bar @	2774,700 KJ/Kg
datos de combustible industrial n 6			
Consumo de combustible en kg/h		Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	251,100 KJ/Kg
		Calor util de caldera	8782,128 KW
Temperatura del combustible		65 °C	
		Calculo del flujo masico y calor perdido por purgas	
Calor especifico del combustible industrial		Entalpia del agua de pozo a 20 C	83,9 KJ/Kg
		2,75 KJ/Kg °C	
		Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @	755,2 KJ/Kg
Entalpia del combustible (Hcble)		178,75 KJ/Kg °C	
		Flujo masico de purgas de caldera	0,8748603 Kg/s
Grado api del combustible		11,5	
		Calor de purgas de caldera	587,29374 KW
Datos de agua de alimentacion a caldera			
Total de solidos disueltos en agua		Calculo de los ratio aire combustible y calor total y eficiencia de caldera	
		Poder calorifico Superior	18380 BTU/Lb
Total de solidos disueltos de caldera		2240 ppm	
		Poder calorifico inferior	40353,28 KJ/Kg
Temperatura agua de alimentacion actual		60 °C	
Cp agua de alimentacion actual		Flujo masico de combustible a caldera	0,2828 Kg/s
		4,183 KJ/Kg °C	
Datos del aire y gases residuales de caldera			
Temperatura de los gases residuales	T _{gr}	Relacion aire combustible	34,810 kg-aire/kg-cble
		265 °C	

Cp gases residuales		Calor 328 KJ/Kg C		12357,56 KW
Entalpia de gases residuales (Hgr)	h_{gr}	295,0192 KJ/Kg Eficiencia de caldero		75,819 %
Temperatura aire precalentado		90 °C	Calculo del flujo masico de vapor flash	
			Calculo del porcentaje de vapor flash	
Calor especifico del aire precalentado		1,005 KJ/Kg		
		Entalpia del liquido saturado a 9.62 bar @		755,20 kj/kg
Entalpia del aire (Haire)		90,72 KJ/Kg		
		Entalpia del liquido saturado a 1 bar @		417,50 kj/kg
		Entalpia de vaporizacion a 1 bar @		2257,00kj/kg
		Porcentaje de vapor flash		14,96 %
		Flujo masico de vapor flash		0,131 Kg/s
				471,238 Kg/h

CALCULO EN PROCESOS DE INTERCAMBIO DE CALOR EN PLANTA

INGRESO DE DATOS

SALIDA DE DATOS CALCULADOS



Cocinadores		Secadores			
Flujo masico de pescado solido	\dot{m}_p	Flujo masico de pescado solido	\dot{m}_{ps}	163184	kg/h
Calor especifico promedio del pescado	C_{pm}	Calor especifico promedio del pescado solido	C_{ps}	3.82	Kj/Kg °C
Temperaturas de entrada del pescado		Temperaturas de entrada del pescado solido		60	°C
Temperatura de salida del pescado		Temperatura de salida del pescado solido		82	°C
Presión del vapor en los cocinadores	P_{v2}	Presión del vapor al ingreso de secadores		5.83	Bar @
Entalpia del vapor entrada		Entalpia del vapor laminado a presión de 9.62 bar @		2774.7	Kj/Kg
Entalpia del vapor salida a 5.83 bar @		Entalpia del liquido saturado de salida a 5.83 bar @		665.6	Kj/Kg
Entalpia entrada del pescado		Entalpia entrada del pescado a secadores		229.2	Kj/Kg
Entalpia Salida del pescado		Entalpia salida del pescado a secadores		313.24	Kj/Kg
Flujo masico de vapor en cocinadores	\dot{m}_{v1}	Consumo de vapor en secadores	\dot{m}_{v2}	1.806	kg/s

Prensa		Evaporadores			
Flujo másico de pescado prensado	\dot{m}_{pp}	Flujo másico de agua de cola	\dot{m}_{ac}	40140	kg/h
Calor especifico promedio del pescado prensado	C_{pp}	Calor especifico promedio del agua de cola	C_{ac}	4.13	Kj/Kg °C
Temperaturas de entrada del pescado prensado		Temperaturas de entrada del agua de cola	t_{16}	62	°C
Temperatura de salida del pescado prensado		Temperatura de salida del agua de cola	t_{17}	80	°C
Presión del vapor en las prensas		Presión del vapor en evaporadores	P_{v14}	7.89	Bar @

Entalpia del vapor laminado a presion de 9.62 bar @	h_{10}	2774.7	Entalpia del vapor laminado a presion de 9.62 bar @	h_{14}	2774.7
Entalpia del liquido saturado de salida a 3.76 bar @	h_{11}	718.4	Entalpia del liquido saturado de salida a 7.89 bar @	h_{15}	718.4
Entalpia entrada del pescado en prensa	h_{12}	256.06	Entalpia entrada	h_{16}	256.06
Entalpia Salida del pescado en prensa	h_{13}	330.4	Entalpia salida	h_{17}	330.4
Consumo de vapor en Prensa	m_{v3}	0.4031	Consumo de vapor necesario en evaporadores	m_{v4}	0.4031

CALCULO EN ABLANDADORES ACTUAL:

Parametros de funcionamiento de Ablandador			Calculos en Ablandadores		
Flujo masico de agua de reposicion	$m_{\text{agua alimentación}}$	12.61	Flujo masico de agua de reposicion	$m_{\text{agua reposición}}$	2.0083
Flujo masico de condensados recuperados	$m_{\text{condensado}}$	10.6067	Solidos disueltos retenidos en ablandadores	gpg	50.00
Solidos disuelto totales en agua de pozo	ppm	1250	Caudal Volumetrico de agua de reposicion a calderos	$V_{\text{agua reposición}}$	1913.68
Solidos disuelto totales en agua tratada	ppm	395	Masa de dureza	m_{dureza}	1913680.08
Solidos disueltos totales en tanque de condensados	ppm	55	Volumen resina Zeolita	$V_{\text{resina (zeolita)}}$	63.79
Tiempo de operación diaria	$T_{\text{oper diaria}}$	25	Solidos disueltos totales en pozo a gpg	$STD_{\text{agua pozo}}$	73.10
Densidad del agua a 20°C		998.182	Volumen de agua que pasa por resina Zeolita	$V_{\text{agua para por resina}}$	21815.95
Capacidad unitaria de retencion		3000	Tiempo de cambio	T_{cambio}	11.40

Factor de compensacion en ablandadores		1.2	Masa de sal	m_{sal}	433.45	lbm
Tiempo de operación al año	$T_{operacion}$	4500	Costo de sal por regeneración	C_{sal}	85549.05	Ns/año
Libras de sal por cada pie cubico de resina	β	15	lbm/pie ³			
Costo unitario de sal	$C_{unitario\ sal}$	0.5	Ns/Kg			

CALCULO EN ABLANDADORES EN MEJORA:

Parametros de funcionamiento de ablandadores			Calculos en Ablandadores			
Flujo masico de agua de reposicion	$\dot{m}_{agua\ alimentación}$	12.615	Flujo masico de agua reposicion	$\dot{m}_{agua\ reposición}$	1.52	Kg/s
Flujo masico de condensados recuperados		10.6067	Solidos disueltos retenidos en ablandadores	gpg	50.00	granos/gal
Flujo masico de vapor flash recuperado	$\dot{m}_{v\ flash}$	0.484016	Caudal Volumetrico de agua de reposicion a calderos	$\dot{V}_{agua\ reposición}$	1448.65	gal/h
Solidos disuelto totales en agua de pozo	ppm	1250	Masa de dureza		1448646.30	granos/dia
Solidos disuelto totales en agua tratada	ppm	393				
Solidos disueltos totales en tanque de condensados	ppm	55				
Tiempo de operación diaria	$T_{oper\ diaria}$	20	Volumen resina Zeolita	$\dot{V}_{resina\ (zeolita)}$	48.29	pie ³
Densidad del agua a 20°C		998.162	Solidos disueltos totales en pozo a gpg	$STD_{agua\ pozo}$	73.10	gpg
Capacidad unitaria de retencion		30000	Volumen de agua que pasa por resina Zeolita	$\dot{V}_{agua\ pasa\ por\ resina}$	16514.57	gal/dia
Factor de compensacion en ablandadores		1.2	%			
Tiempo de operación al año	$T_{operacion}$	4500	Tiempo de cambio		11.40	h/dia
Libras de sal por cada pie cubico de resina	β	15	Masa de sal	m_{sal}	328.12	kg

Costo unitario de sal	$C_{\text{unitario sal}}$	0.5	Costo de sal por regeneracion	C_{sal}	64760.21 Ns/año
-----------------------	---------------------------	-----	-------------------------------	------------------	-----------------

BALANCE ENERGETICO EN CALDEROS EN MEJORA:

Balance energetico de caldero pirotubular de 400 BHP-02		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	1.74 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{\text{agua } 60^\circ\text{c}}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°C	$C_{\text{p agua } 60^\circ\text{c}}$	4.19 KJ/Kg °c
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{\text{agua } 60^\circ\text{C}}$	251.10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{\text{agua } 80^\circ\text{c}}$	80.00 °c
Calor especifico del agua a 80°C	$C_{\text{p agua } 80^\circ\text{c}}$	4.18 KJ/Kg °c
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{\text{agua } 80^\circ\text{C}}$	334.40 KJ/Kg
Calor util de caldera	\dot{Q}_{util}	144.94 KW

Balance energetico de caldero pirotubular de 400 BHP-01		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	1.74 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{agua\ 60^\circ c}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°C	$C_{p\ agua\ 60^\circ c}$	4.19 KJ/Kg°C
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{agua\ 60^\circ C}$	251.10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{agua\ 80^\circ c}$	80.00 °c
Calor especifico del agua a 80°C	$C_{p\ agua\ 80^\circ c}$	4.18 KJ/Kg°C
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{agua\ 80^\circ C}$	334.40 KJ/Kg
Calor util de caldera	ΔQ_{util}	144.94 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible	PCI	40353.280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178.750 KJ/Kg
Relacion aire combustible	$R_{aire\ cble}$	29.406 KJ/Kg
Entalpia del aire	h_{aire}	90.720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero	η_{cald}	79.235 %
Ahorro de combustible en caldero de 400 BHP-02	$\Delta \dot{m}_{cble}$	0.004 kg/s
		4.211 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{cble\ mejora}$	0.134 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	328.517 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	η_{cald}	84.824 %

Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible	PCI	40353.280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178.750 KJ/Kg
Relacion aire combustible	$R_{aire\ cble}$	29.406 KJ/Kg
Entalpia del aire	h_{aire}	90.720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero	η_{cald}	79.235 %
Ahorro de combustible en caldero de 400 BHP-02	$\Delta \dot{m}_{cble}$	0.004 kg/s
		4.211 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{cble\ mejora}$	0.134 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	328.517 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	η_{cald}	84.824 %

Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{cble mejora}$	0.133 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	318.562 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	η_{cald}	85.158 %

Datos de ingreso

Datos de salida

Balance energetico de caldero pirotubular de 700 BHP		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	3.05 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{agua\ 60^\circ c}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°c	$C_{p\ agua\ 60^\circ c}$	4.19 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{agua\ 60^\circ C}$	251.10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{agua\ 80^\circ c}$	80.00 °c
Calor especifico del agua a 80°c	$C_{p\ agua\ 80^\circ c}$	4.18 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{agua\ 80^\circ C}$	334.40 KJ/Kg
Calor util de caldera	\dot{Q}_{util}	253.65 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible	PCI	40353.280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178.750 KJ/Kg
Relacion aire combustible	$R_{aire\ cble}$	32.780 KJ/Kg
Entalpia del aire	h_{aire}	90.720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero	η_{cald}	77.093 %
Ahorro de combustible en caldero de 700 BHP	$\Delta \dot{m}_{cble}$	0.008 kg/s
		7.521 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{cble\ mejora}$	0.237 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	511.027 KJ/Kg

Balance energetico de caldero pirotubular de 600 BHP		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	2.61 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{agua\ 60^\circ c}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°c	$C_{p\ agua\ 60^\circ c}$	4.19 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{agua\ 60^\circ C}$	251.10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{agua\ 80^\circ c}$	80.00 °c
Calor especifico del agua a 80°c	$C_{p\ agua\ 80^\circ c}$	4.18 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{agua\ 80^\circ C}$	334.40 KJ/Kg
Calor util de caldera	\dot{Q}_{util}	217.41 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible	PCI	40353.280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178.750 KJ/Kg
Relacion aire combustible	$R_{aire\ cble}$	33.057 KJ/Kg
Entalpia del aire	h_{aire}	90.720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero	η_{cald}	76.919 %
Ahorro de combustible en caldero de 600 BHP	$\Delta \dot{m}_{cble}$	0.006 kg/s
		6.457 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{cble\ mejora}$	0.203 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	426.185 KJ/Kg

Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	η_{cald}	83.116 %

Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	η_{cald}	82.976 %

Balance energetico de caldero pirotubular de 800 BHP		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	3.48 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{agua\ 60^\circ c}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°c	$C_{p\ agua\ 60^\circ c}$	4.19 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{agua\ 60^\circ C}$	251.10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{agua\ 80^\circ c}$	80.00 °c
Calor especifico del agua a 80°c	$C_{p\ agua\ 80^\circ c}$	4.18 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{agua\ 80^\circ C}$	334.40 KJ/Kg
Calor util de caldera	$\dot{\Delta Q}_{util}$	289.88 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentaci3n por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible	PCI	40353.280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178.750 KJ/Kg
Relacion aire combustible	$R_{aire\ combustible}$	34.810 KJ/Kg

Entalpia del aire	h_{aire}	90.720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero	η_{cald}	75.819 %
Ahorro de combustible en caldero de 800 BHP	$\Delta \dot{m}_{\text{cble}}$	0.009 kg/s
		8.703 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora	$\dot{m}_{\text{cble mejora}}$	0.274 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera	\dot{Q}_{purgas}	587.294 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash	h_1	2774.700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	$\eta_{\text{cald mejorada}}$	82.089 %

Calculo del sistema de tuberías, manifold y tanque flash

Tuberia de purgas de Caldera de 400 BHP-02 -- linea 02			
Calculo de los diametros interno, externo y espesor de la tuberia - linea 02			
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	0,489	Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	20,3	m/s
Presion de servicio		9,62	bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913	kg/m3
Longitud de tuberia N° 02	L	4	m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840	bar
Seccion transversal interior de la tuberia	S	2,71E-05	m2
Diametro interior de tuberia		0,00588	m
Seccion transversal lateral interna real de tuberia	S	3,87E-05	m2
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	14,22	m/s
Numero de cedula		11,4524	
Diametro nominal		1/8	in
Diametro exterior real de tuberia		0,41	in
Diametro interior real de la tube		0,27	in
Espesor de tuberia	e	0,07	in
Calculo del aislamiento termico de la tuberia de purga - linea 02			
Velocidad del aire promedio		5	m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201	°c
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20	°c
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p_{ext}}^{\text{aislante}}$	35	°c

Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S_L	0,131 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		0,562 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,028 Kw
Temperatura media	T_m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	$d_{ext \text{ aislante}}$	0,173
Espesor del aislante de lana mineral		0,0812 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 02 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²
Numero de fardos por pulgada		0,154 fardo/pulg

Numero de fardos a utilizar		
		0,5 fardos

Tubería de purgas de Caldera de 400 BHP-01 -- línea 01		
Calculo de los diametros interno, externo y espesor de la tubería - línea 01		
Flujo masico de purgas		0,475 Kg/s
Velocidad admisible de purgas		20,3 m/s
Presion de servicio		9,62 bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913 kg/m3
Longitud de tubería N° 01	L	7 m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840 bar
Seccion transversal interior de la tubería	S	2,63E-05 m2
Diametro interior de tubería		0,00579 m
Seccion transversal lateral interna real de tubería	S	3,87E-05 m2
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	13,79 m/s
Numero de cedula		11,4524
Diametro nominal	D_n	1/8 in
Diametro exterior real de tubería		0,41 in
Diametro interior real de la tubería		0,27 in
Espesor de tubería	e	0,07 in
Calculo del aislamiento termico de la tubería de purga - línea 01		
Velocidad del aire promedio		5 m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201 °c
Temperatura del ambiente	T_{amb}	20 °c
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p_{\text{ext. aislante}}}$	35 °c
Eficiencia del aislante - lana mineral		95%

Coeficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S_L	0,229 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		0,984 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,049 Kw
Temperatura media	T_m	106,60 °c
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	$d_{ext \text{ aislante}}$	0,173 in
Espesor del aislante de lana mineral		0,0812 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 01 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²
Numero de fardos por pulgada		0,269 fardo/pulgada
Numero de fardos a utilizar		0,9 fardos

Tuberia de purgas de Caldera de 600BHP -- línea 03			
Calculo de los diametros interno, externo y espesor de la tuberia - línea 03			
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	0,635	Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	20,3	m/s
Presion de servicio		9,62	bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913	kg/m3
Longitud de tuberia N° 03	L	4	m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840	bar
Seccion transversal interior de la tuberia	S	3,52E-05	m2
Diametro interior de tuberia		0,00669	m
Seccion transversal lateral interna real de tuberia	s	3,87E-05	m2
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	18,45	m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524	
Diametro nominal		1/8	in
Diametro exterior real de tuberia		0,41	in
Diametro interior real de la tube		0,27	in
Espesor de tuberia	e	0,07	in
Calculo del aislamiento termico de la tuberia de purga - línea 03			
Velocidad del aire promedio		5 m/s	
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201 °c	
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20 °c	
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c	

Tuberia de purgas de Caldera de 700 BHP-04 -- línea 04			
Calculo de los diametros interno, externo y espesor de la tuberia - línea 04			
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	0,761	Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	20,3	m/s
Presion de servicio		9,62	bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913	kg/m3
Longitud de tuberia N° 04	L	7,5	m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840	bar
Seccion transversal interior de la tuberia	S	4,22E-05	m2
Diametro interior de tuberia		0,00733	m
Seccion transversal lateral interna real de tuberia	s	6,45E-05	m2
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	13,27	m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524	
Diametro nominal		1/4	in
Diametro exterior real de tuberia		0,54	in
Diametro interior real de la tube		0,36	in
Espesor de tuberia	e	0,09	in
Calculo del aislamiento termico de la tuberia de purga - línea 04			
Velocidad del aire promedio		5 m/s	
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201 °c	
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20 °c	
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c	

Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S _L	0,131 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		0,562 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,028 Kw
Temperatura media	T _m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	d _{ext aislante}	0,173
Espesor del aislante de lana mineral		0,0812 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 03 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²

Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S _L	0,323 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		Kw 1,389
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		Kw 0,069
Temperatura media	T _m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	d _{ext aislante}	0,116
Espesor del aislante de lana mineral		0,0510 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 04 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²

Numero de fardos por pulgada		0,154 fardo/pulg
Numero de fardos a utilizar		0,5 fardos

Numero de fardos por pulgada		0,380 fardo/pulg
Numero de fardos a utilizar		0,8 fardos

Caldera de 800 BHP -- línea 5			
Calculo de los diametros interno, externo y espesor de la tubería - línea 05			
Flujo masico de purgas		0,875	Kg/s
Velocidad admisible de purgas		20,3	m/s
Presion de servicio		9,62	bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913	
Longitud de tubería N° 05	L	12,5	m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840	bar
Seccion transversal interior de la tubería	S	0,000048	m ²
Diametro interior de tubería		0,00786	m
Seccion transversal lateral interna real de tubería	S	0,000064516	m ²
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	15,25743	m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524	
Diametro nominal	Dn	1/4	in
Diametro exterior real de tubería		0,54	in
Diametro interior real de la tubería		0,36	in
Espesor de tubería	e	0,09	in
Calculo del aislamiento termico de la tubería de purga - línea 05			
Velocidad del aire promedio		5	m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201	°c
Temperatura del ambiente	T _∞	20	°c

Manifold recolector de purgas			
Calculo de los diametros interno, externo y espesor del manifold recolector de purgas			
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	3,234	Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	0,76	m/s
Presion de servicio		9,62	bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913	kg/m ³
Longitud del manifold	L	3	m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840	bar
Seccion transversal interior de la tubería	S	0,004787	m ²
Diametro interior del manifold		0,07807	m
Seccion transversal lateral interna real de tubería	S	6,38E-03	m ²
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	0,57015	m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524	
Diametro nominal		3 1/2	in
Diametro exterior real de tubería		4	in
Diametro interior real de la tube		3,55	in
Espesor de tubería	e	0,225	in
Calculo del aislamiento termico del manifold recolector de purgas			
Velocidad del aire promedio		5	m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201	°c
Temperatura del ambiente	T _∞	20	°c

Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c
Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coeficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S_L	0,539 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		2,315 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,116 Kw
Temperatura media	T_m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	$d_{\text{ext aislante}}$	0,116
Espesor del aislante de lana mineral		0,0510 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 05 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²

Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c
Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coeficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S_L	0,958 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		4,115 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,206 Kw
Temperatura media	T_m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	$d_{\text{ext aislante}}$	0,135
Espesor del aislante de lana mineral		0,0169 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 05 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²

Numero de fardos por pulgada		0,633 fardo/pulgada
Numero de fardos a utilizar		1,3 fardos

Numero de fardos por pulgada		1,126 fardo/pulg
Numero de fardos a utilizar		0,8 fardos

Tuberia de purgas de manifold a tanque flash -- Linea 06		
Calculo del os diametros interno, externo y espesor de la tuberia - linea 06		
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	3,234 Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	20,3 m/s
Presion de servicio		9,62 bar
Densidad de purgas	ρ_p	888,913
Longitud de tuberia N° 06	L	11 m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840 bar
Seccion transversal interior de la tuberia linea 11	S	0,000179 m ²
Diametro interior de tuberia		0,01511 m
Seccion transversal lateral interna real de tuberia	S	1,94E-04 m ²
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	18,79793 m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524
Diametro nominal		1/2 in
Diametro exterior real de tuberia		0,84 in
Diametro interior real de la tube		0,62 in
Espesor de tuberia	e	0,225 in
Calculo del aislamiento termico de la tuberia de purga - linea 06		
Velocidad del aire promedio		5 m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		178,201 °c
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20 °c
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c

Tuberia de Vapor Flash (TVF)		
Calculo del os diametros interno, externo y espesor de la tuberia - linea TVF		
Flujo masico de purgas	\dot{m}_p	0,484 Kg/s
Velocidad admisible de purgas	U_p	30,5 m/s
Presion de servicio		9,62 bar
Densidad de purgas	ρ_p	0,56
Longitud de tuberia TVF	L	7 m
Esfuerzo admisible del acero	σ	840 bar
Seccion transversal interior de la tuberia HIPER REAL	S	0,028337 m ²
Diametro interior de tuberia		0,18995 m
Seccion transversal lateral interna real de tuberia	S	3,23E-02 m ²
Recalculo de la velocidad de purgas	U_p	26,8 m/s
Numero de cedula	N° Cedula	11,4524
Diametro nominal		8 in
Diametro exterior real de tuberia		8,63 in
Diametro interior real de la tube		7,98 in
Espesor de tuberia	e	0,325 in
Calculo del aislamiento termico de la tuberia de vapor flash		
Velocidad del aire promedio		5 m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		99,6 °c
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20 °c
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p \text{ ext aislante}}$	35 °c

Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S _L	0,737 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		3,168 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,158 Kw
Temperatura media	T _m	106,60
Conductividad termica de la lana mineral		0,022 W/m°c
Diametro exterior del aislante	d _{ext aislante}	0,084
Espesor del aislante de lana mineral		0,0314 m
Calculo del numero de fardos en la tubería - línea 06 de purgas		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²
Numero de fardos por pulgada		0,867 fardo/pulg

Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S _L	4,821 m ²
Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		10,423 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,521 Kw
Temperatura media	T _m	67,30
Conductividad termica de la lana mineral		0,021 W/m°c
Diametro exterior del aislante	d _{ext aislante}	0,246
Espesor del aislante de lana mineral		0,0135 m
Calculo del numero de fardos en la tubería de vapor flash		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²
Numero de fardos por pulgada		5,669 fardo/pulg

Numero de fardos a utilizar		1,1 fardos
-----------------------------	--	------------

Numero de fardos a utilizar		3 fardos
-----------------------------	--	----------

Tanque de Vapor flash		
Calculo del os diámetros interno, externo y espesor del tanque de vapor flash		
Longitud de tubería N° 05	L	1,57 m
Diametro nominal		18 in
Diametro exterior real de tubería		18 in
Diametro interior real de la tubería		16,88 in
Espesor de TANQUE FLASH	e	0,56 in
Calculo del aislamiento termico de la tubería de vapor flash		
Velocidad del aire promedio		5 m/s
Temperatura de saturacion del liquido saturado de purgas		99,6 °c
Temperatura del ambiente	T_{∞}	20 °c
Temperatura de pared exterior del aislante	$T_{p_{ext}}_{\text{aislante}}$	35 °c
Eficiencia del aislante - lana mineral		95%
Coefficiente de convección de pared-medio ambiente		27,163 W/m ² °c
Superficie lateral de transferencia de calor	S_L	2,255 m ²

Pérdidas de calor por convección con tubería desnuda		4,876 Kw
Pérdidas de calor por convección con tubería aislada		0,244 Kw
Temperatura media	T_m	67,30
Conductividad termica de la lana mineral		0,021 W/m°C
Diametro exterior del aislante	$d_{ext. aislante}$	0,483
Espesor del aislante de lana mineral		0,0131 m
Calculo del numero de fardos en la tubería de vapor flash		
Longitud del fardo		1,2 m
Ancho del fardo		0,6 m
Espesor del fardo		0,03 m
Area de transferencia de calor en el fardo		0,72 m ²
Numero de fardos por pulgada		2,652 fardo/pulgada
Numero de fardos a utilizar		1,4 fardos

Hoja de calculo del I.C de coraza y tubo :

Balance en IC		Temperatura incrementada y promedio del agua			
Masa de agua total	\dot{m}_{agua}	Temperatura de agua calentada	T_{agua2}	80	°c
Temperatura de agua actual a caldera	T_{agua1}	Temperatura media del agua de calentador	$(T_m)_{\text{agua}}$	70	°c
Calor especifico del agua a 60 C	$c_{p\text{agua}}$	Dimensiones de los tubos i nternos del IC			
Flujo masico de vapor flash	$\dot{m}_{\text{v total}}$	Flujo masico de agua por cada tubo	$\dot{m}_{\text{u,t}}$	0,087604167	m/s
Entalpia de vapor flash	h_g	Seccion transversal interior de tubos		0,000068922	m2
Entalpia de liquido saturado	h_f	Diametro interior de tubos	d_{int}	0,3600	in
Eficiencia del calentador	η_{calent}	Diametro nominal	D_n	1/4	in
		Diametro exterior 95%	D_{ext}	0,013716	m
		Espesor de la tuberia	e_{tubo}	0,09	in
		Espesor de la tuberia	e_{tubo}	0,002286	m
			d_{int}	0,009144232	m
Datos para dimensionar Ic					
Numero de tubos de agua en el I.C		Distancia entre tubo y tubo		0,0237	m
Numero de tubos laterales	$N_{\text{t lat}}$	12 tubos			
Numero de tubos transversales	$N_{\text{t trs}}$	Dimensiones de la carcaza del IC			
Velocidad recomendada del agua en tubos	U_{agua}	Diametro interior de coraza	D_{int}	0,4025	m
Luz minima entre tubo y tubo	$L_{\text{uz min}}$	Diametro exterior de la carcaza	D_{ext}	0,41	m
Conductividad termica del acero	K_{tubo}	Espesor de pared de la carcaza		0,003175	m
				2,075	m
Datos del agua a temperatura promedio					
Densidad del agua a temperatura promedio 70°C	ρ_{agua}	977,734	kg/m3		
Calor especifico promedio del agua	$\bar{C}_{p\text{agua}}$	Calculo energetico en IC			
Conductividad termica del agua a temperatura promedio		Recalculo de la velocidad del agua	U_{agua}	1,388790099	m2

Viscosidad Cinematica del agua a temperatura promedio		Numero de Reynolds - agua	Re	30741,75622
		Numero de Nusselt - agua	Nu	148,8987171
Numero de prandtl del agua a temperatura promedio		Coefficiente de transferencia de calor interno - agua	h_{int}	1079,585957
Resistencia termica por incrustacion para el agua	R_{agua}	Area de intercambio de calor flash	A_v	0,105962561 m ²
		Velocidad del vapor flash	U_{vf}	7,741781358 m/s
Datos del vapor flash a 1 bar @			dh	0,05673618
Flujo masico de vapor flash		Numero de Reynolds	Re_v	1488946,111
		Numero de Nusselt	Nu	2701,570379
Temperatura del vapor flash		Coefficiente de conveccion externa	h_{ext}	32331,50836 W/m ² °c
		Coefficiente global de transferencia de calor	K_G	2894,327 W/m ² °c
Densidad del vapor flash		Incremento de temperatura		20 °c
Viscosidad cinematica del vapor flash		Diferencia de temperatura maxima	ΔT_{max}	39,6 °c
Conductividad termica del vapor flash	K_v	Diferencia de temperatura minima	ΔT_{min}	19,6 °c
Numero de prandtl		Variacion de temperatura media logaritmica	ΔT_{mL}	28,43738481 °c
		Calor util del IC de agua - vapor flash	Q_{util}	1059,66 Kw
Resistencia termica por incrustacion para el vapor	R_{vapor}	Superficie de intercambio de calor	S_{IC}	12,87446794 m ²
Superficie de transferencia de calor normalizada				

Cálculos en ablandadores en estado actual y en mejora:

Calculo en estado actual

Cálculo en estado de mejora

Parametros de funcionamiento de Ablandadores			
Flujo masico de agua de reposicion	$\dot{m}_{\text{agua alimentación}}$	12,615	Kg/s
Flujo masico de condensados recuperados	$\dot{m}_{\text{condensado}}$	10,6067	Kg/s
Solidos disueltos totales en agua de pozo	ppm	1250	ppm
Solidos disueltos totales en agua tratada	ppm	395	ppm
Solidos disueltos totales en tanque de condensados	ppm	55	ppm
Tiempo de operación diaria	$T_{\text{oper diaria}}$	20	h/dia
Densidad del agua a 20°C	$\rho_{\text{agua } 20^{\circ}\text{C}}$	998,162	Kg/m ³
Capacidad unitaria de retencion	C	30000	granos/pie ³
Factor de compensacion en ablandadores	fc	1,2	%
Tiempo de operación al año	$T_{\text{operacion}}$	4500	h/año
Libras de sal por cada pie cubico de resina	β	15	lbm/pie ³
Costo unitario de sal	$C_{\text{unitario sal}}$	0,5	Ns/Kg

Calculos en Ablandadores			
Flujo masico de agua reposicion	$\dot{m}_{\text{agua reposición}}$	2,0083	Kg/s
Solidos disueltos retenidos en ablandadores	gpg	50,00	granos/gal
Caudal Volumetrico de agua de reposicion a calderos	$\dot{V}_{\text{agua reposición}}$	1913,68	gal/h
Masa de dureza	\dot{m}_{dureza}	1913680,08	granos/dia
Volumen resina Zeolita	$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}}$	63,79	pie ³
Solidos disueltos totales en pozo a gpg	$STD_{\text{agua pozo}}$	73,10	gpg
Volumen de agua que pasa por resina Zeolita	$\dot{V}_{\text{agua para por resina}}$	21815,95	gal/dia
Tiempo de cambio	T_{cambio}	11,40	h/dia
Masa de sal	m_{sal}	433,45	lbm
Costo de sal por regeneracion	C_{sal}	85549,05	Ns/año

Parametros de funcionamiento de ablandadores			
Flujo masico de agua de reposicion	$\dot{m}_{\text{agua alimentación}}$	12,615	Kg/s
Flujo masico de condensados recuperados	$\dot{m}_{\text{condensado}}$	10,6067	Kg/s
Flujo masico de vapor flash recuperado	$\dot{m}_{\text{vapor flash recuperado}}$	0,484016	Kg/s
Solidos disueltos totales en agua de pozo	ppm	1250	ppm
Solidos disueltos totales en agua tratada	ppm	395	ppm
Solidos disueltos totales en tanque de condensados	ppm	55	ppm
Tiempo de operación diaria	$T_{\text{oper diaria}}$	20	h/dia
Densidad del agua a 20°C	$\rho_{\text{agua } 20^{\circ}\text{C}}$	998,162	Kg/m ³
Capacidad unitaria de retencion	C	30000	granos/pie ³
Factor de compensacion en ablandadores	fc	1,2	%
Tiempo de operación al año	$T_{\text{operacion}}$	4500	h/año
Libras de sal por cada pie cubico de resina	β	15	lbm/pie ³
Costo unitario de sal	$C_{\text{unitario sal}}$	0,5	Ns/Kg

Calculos en Ablandadores			
Flujo masico de agua reposicion	$\dot{m}_{\text{agua reposición}}$	1,52	Kg/s
Solidos disueltos retenidos en ablandadores	gpg	50,00	granos/gal
Caudal Volumetrico de agua de reposicion a calderos	$\dot{V}_{\text{agua reposición}}$	1448,65	gal/h
Masa de dureza	\dot{m}_{dureza}	1448646,30	granos/dia
Volumen resina Zeolita	$\dot{V}_{\text{resina (zeolita)}}$	48,29	pie ³
Solidos disueltos totales en pozo a gpg	$STD_{\text{agua pozo}}$	73,10	gpg
Volumen de agua que pasa por resina Zeolita	$\dot{V}_{\text{agua para por resina}}$	16514,57	gal/dia
Tiempo de cambio	T_{cambio}	11,40	h/dia
Masa de sal	m_{sal}	328,12	kg
Costo de sal por regeneracion	C_{sal}	64760,21	Ns/año

Balance energético en calderas en estado de mejora

Balance energetico de caldero pirotubular de 400 BHP-01			Balance energetico de caldero pirotubular de 400 BHP-02		
Calor util ganado en caldera			Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s			Flujo masico de vapor en kg/s		1,74 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion			Temperatura del agua de alimentacion		60 °c
Calor especifico del agua a 60°C			Calor especifico del agua a 60°C		4,19 KJ/Kg°C
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C			Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C		251,10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion			Temperatura mejorada del agua de alimentacion		80,00 °c
Calor especifico del agua a 80°C			Calor especifico del agua a 80°C		4,18 KJ/Kg°C
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C			Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C		334,40 KJ/Kg
Calor util de caldera			Calor util de caldera		144,94 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash			Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible			Poder calorifico inferior del combustible		40353,280 KJ/Kg
Entalpia del combustible			Entalpia del combustible		178,750 KJ/Kg
Relacion aire combustible			Relacion aire combustible		29,406 KJ/Kg
Entalpia del aire			Entalpia del aire		90,720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero			Eficiencia actual del caldero		79,235 %
Ahorro de combustible en caldero de 400 BHP-01	Δm_{comb}	0,00423 kg/s	Ahorro de combustible en caldero de 400 BHP-02	Δm_{comb}	0,004 kg/s
		4,204 gal/h			4,211 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora			Flujo masico de combustible en mejora		0,134 kg/s

Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubu			Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera		Calor de purgas de caldera		328,517 KJ/Kg	
Entalpia del vapor flash	h_1	Entalpia del vapor flash	h_1	2774,700 KJ/Kg	
Eficiencia de caldero mejorada		Eficiencia de caldero mejorada		84,824 %	

Balance energetico de caldero pirotubular de 600 BHP			Balance energetico de caldero pirotubular de 700 BHP		
Flujo masico de vapor en kg/s		Flujo masico de vapor en kg/s		3,05 kg/s	
Temperatura del agua de alimentacion		Temperatura del agua de alimentacion		60 °c 4,19 KJ/Kg°c	
Calor especifico del agua a 60°c		Calor especifico del agua a 60°c			
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C		Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C		251,10 KJ/Kg	
Temperatura mejorada del agua de alimentacion		Temperatura mejorada del agua de alimentacion		80,00 °c	
Calor especifico del agua a 80°c		Calor especifico del agua a 80°c		4,18 KJ/Kg°c	
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C		Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C		334,40 KJ/Kg	
Calor util de caldera		Calor util de caldera		253,65 KW	
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentació		Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentació			
Poder calorifico inferior del combustible		Poder calorifico inferior del combustible		40353,280 KJ/Kg	

Entalpia del combustible		Entalpia de 178,750 KJ/Kg			178,750 KJ/Kg
Relacion aire combustible		Relacion de 32,780 KJ/Kg			32,780 KJ/Kg
Entalpia del aire		Entalpia de 90,720 Kg/s			90,720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero		Eficiencia de 77,093 %			77,093 %
Ahorro de combustible en caldero de 600 BHP	Δh_{comb}	Ahorro de combustible en caldero de 700 BHP	Δh_{comb}		0,008 kg/s
Flujo masico de combustible en mejora		6,457 gal/h 0,203 kg/s			7,521 gal/h 0,237 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular					
Calor de purgas de caldera		Calor de 426,935 KJ/Kg			511,027 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash		Entalpia de 2774,700 KJ/Kg			2774,700 KJ/Kg

Eficiencia de caldero mejorada

82,976 %

Eficiencia de caldero mejorada

83,116 %

Balance energetico de caldero pirotubular de 800 BHP		
Calor util ganado en caldera		
Flujo masico de vapor en kg/s	\dot{m}_v	3,48 kg/s
Temperatura del agua de alimentacion	$T_{agua\ 60^\circ c}$	60 °c
Calor especifico del agua a 60°c	$C_{p\ agua\ 60^\circ c}$	4,19 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 60 °C	$h_{agua\ 60^\circ C}$	251,10 KJ/Kg
Temperatura mejorada del agua de alimentacion	$T_{agua\ 80^\circ c}$	80,00 °c
Calor especifico del agua a 80°c	$C_{p\ agua\ 80^\circ c}$	4,18 KJ/Kg°c
Entalpia del agua de alimentacion a 80 °C	$h_{agua\ 80^\circ C}$	334,40 KJ/Kg
Calor util de caldera		289,88 KW
Ahorro de combustible por calentamiento del agua de alimentación por vapor flash		
Poder calorifico inferior del combustible		40353,280 KJ/Kg
Entalpia del combustible		178,750 KJ/Kg

Relacion aire combustible	$R_{aire\ combustible}$	34,810 KJ/Kg
Entalpia del aire		90,720 Kg/s
Eficiencia actual del caldero		75,819 %
Ahorro de combustible en caldero de 800 BHP	Δm_{comb}	0,009 kg/s
		8,703 gal/h
Flujo masico de combustible en mejora		0,274 kg/s
Rendimiento energético en mejora de las caldera pirotubular		
Calor de purgas de caldera		587,294 KJ/Kg
Entalpia del vapor flash	h_1	2774,700 KJ/Kg
Eficiencia de caldero mejorada	$\eta_{caldero\ mejorada}$	82,089 %

AHORRO DE COMBUSTIBLE

BENEFICIO ECONOMICO

Calculo del ahorro de combustible		
Ahorro de combustible total		
Ahorro de combustible por calentamiento de agua en calderas		31,10 gal/h
Flujo masico de vapor flash	$\dot{m}_{\text{vapor flash}}$	0,48401607 Kg/s
Temperatura del agua a 20°C	$t_{\text{agua a 20°C}}$	20 °C
Entalpia del condensado de vapor flash a 1bar@	$h_{\text{agua 1bar}}$	417,5 Kj/kg
Calor especifico del agua a 20°C	$T_{\text{agua a 20°C}}$	4,195 Kj/kg
Entalpia del agua a 20 °C	$h_{\text{agua a 20°C}}$	83,9 Kj/kg
Calor util del vapor flash	$\dot{Q}_{\text{util vapor flash}}$	161,5 Kw
Poder calorifico inferior del combustible		40353,28 Kj/kg
Ahorro de combustible por condensado de vapor flash	$\Delta \dot{m}_{\text{cble}}$	4,00 gal/h
Ahorro total de combustible	$\Delta \dot{m}_{\text{cble total}}$	35,10 gal/h 127,04716 kg/h
Flujo masico de combustible actual	$\dot{m}_{\text{cble total actual}}$	3641,66852 kg/h
Ahorro de combustible total de las 5 calderas pirotubulares	$\dot{m}_{\text{cble total mejora}}$	3514,62136 kg/h 0,97628371 kg/s

Beneficio economico		
Beneficio en reducción del consumo de petróleo industrial N°6		
Flujo masico de combustible total en mejora	$\Delta \dot{m}_{\text{cble total}}$	35,10 gal/h
Tiempo de operación	$T_{\text{operación}}$	4500 h/año
Costo unitario del combustible	$C_{\text{unitario cble}}$	7,55 Ns/gal
Beneficio en reduccion de uso de combustible	B_{comb}	1192383 Ns/año
Beneficio en reducción del consumo de ablandadores:		
sal enabland		
Consumo de sal actual en ablandadores	$C_{\text{sal actual}}$	85549,05 Ns/año
Consumo de sal mejorada en ablandadores	$C_{\text{sal mejora}}$	64760,21 Ns/año
Beneficio en reduccion de consumo de sal en ablandadores	B_{sal}	20788,85 Ns/año
Beneficio economico total		
Beneficio total	B_{total}	1213172,05 Ns/año
Beneficio util		1152572,05 Ns/año